

Diseño De Un Sistema De Purificación De Agua Por Evaporación-Condensación Para El
Laboratorio De Sistemas Térmicos De La Escuela De Ingeniería Mecánica De La
Universidad Industrial De Santander

Andrés Felipe García Sánchez

Jhawner Schneider Alquichire López

Trabajo De Grado Para Optar Por El Título De Ingeniero Mecánico

Director

Javier Rugeles Perez

Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial De Santander

Facultad De Ingenierías Físico Mecánicas

Escuela De Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2021

Dedicatoria

Agradecer a Dios y a mis padres por darme la vida, brindarme su apoyo en todo momento para culminar esta etapa exitosa de mi vida universitaria.

A mis familiares y a todas las personas que aportaron su granito de arena para que esto fuera posible

Agradecimientos

A mis Nonos que me acogieron con cariño en su hogar en mi estadía por Floridablanca durante mis estudios, mis Tíos, padrinos y demás familiares que aportaron su granito de arena.

A la Universidad, escuela de Ingeniería Mecánica y agrupación Música y Danzas UIS, por permitirme conocer grandes amigos y compañeros.

A los profesores Omar Armando Gelves Arocha y Javier Rúgeles Pérez, grandes maestros que nos orientaron con sus conocimientos para realizar este proyecto.

Dedicatoria

Dedico este proyecto en primer lugar a mi abuelo Agustín que me enseñó durante toda su vida las cosas más valiosas que tengo, un maestro y guía en todos los aspectos, no hay día en que no lo extrañe.

A mis padres, mi abuela Graciela y mi hermana Isabella que en ningún momento dejaron de creer en mí y de una u otra manera me hicieron continuar este proceso académico cuando estuve en mis peores momentos.

Agradecimientos

A la Universidad, escuela de Ingeniería Mecánica que me permitió alcanzar conocimientos en todos los aspectos de la vida que nunca imaginé tener, de la cual me siento orgulloso desde el primer día que ingrese

A los profesores Omar Armando Gelves Arocha que siempre nos guió incondicionalmente, inclusive cuando dejó de ser nuestro director y como no a nuestro director Javier Rúgeles Pérez que nos guió en la parte final del proyecto que sin el no hubiésemos culminado, grandes ingenieros que nos orientaron con sus conocimientos para realizar este proyecto.

Por último, a Don Jorge, el propietario de turbos y Diesel que nos tendió la mano, nos guió y facilitó infinidad de herramientas que nos permitieron sacar este proyecto adelante

Contenido

	Pág.
1. Planteamiento del problema.....	18
2. Objetivos.....	19
2.1 Objetivo General.....	19
2.2 Objetivos Específicos.....	19
3. Justificación del Problema.....	20
4. Marco Teórico.....	21
4.1 Estado del Arte.....	21
4.1.1 Antecedentes Internacionales.....	21
4.1.2 Antecedentes Regionales.....	24
4.2 Referentes Teóricos.....	26
4.2.1 Compresión mecánica del vapor.....	26
4.2.2 Elementos del sistema de compresión mecánica del vapor.....	28
4.2.2.1 Evaporador-Condensador.	28
4.2.2.2 Economizador	28
4.2.2.3 Turbocompresor	29
4.2.2.3.1 <i>Perdidas En El Compresor</i>	30
5. Metodología del diseño.....	31
5.1 Selección de alternativas.....	32
5.1.1 Alternativas de diseño.....	32

5.1.2 Especificaciones del diseñador.....	32
5.1.3 Requerimientos del consumidor.....	33
5.1.4 Matriz QFD.....	33
5.1.5 Ponderación de resultados.....	34
5.1.6 Selección de alternativa	35
5.2 Selección de la unidad compresora.....	35
5.2.1 Curvas de rendimiento.....	36
5.2.2 Modelamiento teórico.....	36
5.2.2.1 Triángulos de velocidades.....	36
5.2.2.2 Ecuación de Euler	39
5.2.2.3 Cabeza teórica vs flujo másico	39
5.2.3 Modelamiento con perdidas.....	41
5.2.3.1 Perdidas por fricción y choque	42
5.2.3.1.1 <i>Perdida por claro</i>	42
5.2.3.1.2 Perdida por fricción de disco.	43
5.2.3.2 Perdidas en el impulsor. Están dividida en las siguientes categorías.	43
5.2.3.3 Perdida en el difusor sin cuchillas.	44
5.2.3.4 Cabeza real vs Flujo másico	48
5.2.4 Optimización de la unidad compresora.....	48

5.2.4.1 Variación del diámetro de entrada del rodete	49
5.2.4.2 Variación del diámetro de salida del rodete.....	50
5.2.4.3 Variación del ángulo de entrada de las cuchillas	50
5.2.4.4 Variación del ángulo de salida de las cuchillas	51
5.2.4.5 Resultados del análisis de parámetros.....	51
5.3 Curvas de rendimiento para el turbo seleccionado.....	52
5.3.1 Curva teórica y real de la unidad seleccionada.....	53
5.3.2 Eficiencia vs flujo másico.....	54
5.3.3 Diferencia de presión vs flujo másico.....	55
6. Modelamiento evaporador-condensador.....	55
6.1 Análisis termodinámico.....	56
6.2 Análisis de transferencia de calor	59
6.2.1 Calculo de transferencia de calor.....	60
7. Modelamiento precalentador.....	65
7.1 Modelo termodinámico.....	66
7.2 Transferencia de calor.....	67
7.2.1 Calculo de transferencia de calor.....	67
8. Diseño en detalle del sistema.....	71
8.1 Diseño en detalle evaporador condensador.....	71
8.1.1 Distribución de tubos.....	71
8.1.2 Calculo espesor de coraza.....	73

8.1.3 Cálculo de cargas en el evaporador condensador.....	75
8.1.4 Esfuerzos.....	78
8.1.5 Condiciones para el diseño de la coraza.....	84
8.1.6 Diseño del soporte en el evaporador condensador.....	85
8.1.7 Áreas de entrada y salida del evaporador condensador	86
8.2 Diseño en detalle precalentador.....	88
8.2.1 Configuración.....	88
8.2.2 Espesor coraza precalentador.....	89
8.2.3 Cálculo de cargas en el precalentador.....	91
8.2.4 Esfuerzos.....	94
8.2.5 Condiciones para el diseño de la coraza.....	96
8.2.6 Diseño del soporte para el precalentador.....	97
8.2.7 Áreas de entrada y salida en el precalentador	98
9. Sistema de compresión.....	100
9.1 Sistema de alimentación al compresor.....	101
9.2 Pruebas en el sistema de compresión.....	102
9.2.1 Graficas sistema de compresión.....	103
10. Proyección de costos banco de pruebas.....	104
11. Conclusiones.....	108
12. Recomendaciones.....	109

Referencias bibliográficas.....110

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1 Compresión mecánica de vapor.....	26
Figura 2 Evaporador Condensador.	28
Figura 3 Intercambiador de calor economizador.	29
Figura 4 Compresor centrífugo típico.....	29
Figura 5 Curva característica de un compresor centrífugo.	31
Figura 6 Cabeza teórica HTe vs flujo masico m.....	40
Figura 7 Perdida por claro.....	42
Figura 8 Flujo secundario en la parte posterior del impulsor.	43
Figura 12 Trayectoria de flujo en difusor sin cuchillas.	44
Figura 13 Cabeza real HR vs Flujo masico m.	48
Figura 14 HR vs m variando diámetro de entrada D1.	49
Figura 15 HR vs m variando diámetro de salida D2.....	50
Figura 16 HR vs m variando ángulo de entrada beta1.....	50
Figura 17 HR vs m variando ángulo de salida beta2.	51
Figura 18 Cabeza teórica HTE y real HR vs flujo masico m.....	53
Figura 19 Eficiencia ntotal vs flujo masico m.	54
Figura 20 Diferencia de presión dp vs flujo masico m.	55

DISEÑO LABORATORIO SISTEMAS TÉRMICOS	10
Figura 21 Esquema del sistema general.....	57
Figura 22 Diagrama T-S proceso termodinámico.....	57
Figura 23 Diagrama de flujo para cálculo de área de transferencia en el evaporador condensador.	60
Figura 24 Diagrama de flujo para el cálculo coeficiente de evaporación sobre tubos horizontales.	63
Figura 25 Diagrama de flujo para cálculo de área de transferencia en el precalentador.	68
Figura 26 Convención forzada al interior del tubo.	69
Figura 27 Tipos de arreglos.	72
Figura 28 Dimensionamiento para el cálculo de cargas.	76
Figura 29 Plano base evaporador condensador.....	86
Figura 30 Área de entrada y salida evaporador condensador.	87
Figura 31 Dimensionamiento para el cálculo de cargas precalentador.....	92
Figura 32 Plano precalentador.	98
Figura 33 Área de entrada y salida precalentador.....	99
Figura 34 Esquema sistema de compresión.	100
Figura 35 Comparación curva característica de presión teórica y real.	103
Figura 36 Hreal vs magua.	103

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1 Costos por componente para un proceso de MVC con y sin recirculación.	24
Tabla 2 Requerimientos consumidor.	33
Tabla 3 Matriz QFD.	34
Tabla 4 Ponderación de resultados.	34
Tabla 5 Selección de alternativas.	35
Tabla 6 Triangulo de velocidades a la entrada.	36
Tabla 7 Triangulo de velocidades a la salida.	37
Tabla 8 Dimensiones del impulsor analizado inicialmente.	39
Tabla 9 Perdidas en el impulsor.	45
Tabla 10 Perdidas externas.	45
Tabla 11 Dimensiones turbo cargador Holset.	52
Tabla 12 Variables de entrada.	57
Tabla 13 Estados termodinámicos.	58
Tabla 14 Estados termodinámicos fluido caliente.	59
Tabla 15 Propiedades termodinámicas coeficiente de condensación.	62
Tabla 16 Relaciones coeficiente de evaporación.	64
Tabla 17 Propiedades termodinámicas coeficiente de evaporación.	64

Tabla 18 Factores de incrustación.....	65
Tabla 19 Variables de entrada en el precalentador.	66
Tabla 20 Estados termodinámicos en el precalentador.....	67
Tabla 21 Distribución de tubos en el evaporador condensador.	73
Tabla 22 Espesores mínimos para la coraza.	74
Tabla 23 Resultados calculo espesor evaporador condensador.	75
Tabla 24 Dimensiones iniciales evaporador condensador.	76
Tabla 25 Cargas del evaporador condensador.	78
Tabla 26 Esfuerzo a la tensión generado por presión.	79
Tabla 27 Esfuerzos en el soporte.	79
Tabla 28 Esfuerzos en la superficie de la coraza.	80
Tabla 29 Esfuerzos tangenciales.....	81
Tabla 30 Esfuerzos en la cabeza.	81
Tabla 31 Esfuerzo a la tensión circunferencial.	82
Tabla 32 Constantes k para un ángulo de 120° en el soporte.	83
Tabla 33 Esfuerzos calculados en el evaporador condensador.....	84
Tabla 34 Condiciones de esfuerzos en el evaporador condensador.....	84
Tabla 35 Dimensión soportes tipo silleta.....	86
Tabla 36 Áreas de entrada y salida del evaporador condensador.	87

Tabla 37 Dimensiones cálculo áreas entrada y salida del evaporador condensador.....	87
Tabla 38 Áreas entrada y salida evaporador condensador.....	88
Tabla 39 Arreglo de tubos precalentador.....	89
Tabla 40 Espesor coraza precalentador.....	90
Tabla 41 Resumen dimensiones precalentador.....	91
Tabla 42 Dimensiones precalentador cálculo de cargas.	92
Tabla 43 Cargas precalentador.....	94
Tabla 44 Esfuerzos a tensión por presión en el precalentador.....	95
Tabla 45 Esfuerzos en el precalentador.	95
Tabla 46 Condiciones de esfuerzos en el precalentador.	96
Tabla 47 Dimensión soporte precalentador.	97
Tabla 48. Áreas de entrada y salida precalentador.	98
Tabla 49 Dimensionamiento cálculo de áreas entrada y salida precalentador.....	99
Tabla 50 Áreas entrada y salida precalentador.	100
Tabla 51 Costos subsistema evaporador-condensador.	104
Tabla 52 Costos subsistema precalentador.	105
Tabla 53 Costos subsistema de compresión.....	105
Tabla 54 <i>Costos subsistema de arranque.</i>	106
Tabla 55 Costos subsistema Bastidor.	106

Tabla 56 Costos de energía.....	107
Tabla 57 Costos materiales.....	107
Tabla 58 Costo total.....	107

Lista de Apéndices

	Pág.
Apéndice A Planos de construcción.	114
Apéndice B Libro de cálculo Compresor centrifugo	141
Apéndice C Libro de cálculo Evaporador-condensador.	147
Apéndice D Libro de cálculo sistema precalentador.	150
Apéndice E Libro de cálculo cargas en el evaporador condensador.	153
Apéndice F Libro de cálculo esfuerzos en el evaporador condensador.....	155
Apéndice G Libro de cálculo cargas en el precalentador.	158
Apéndice H Libro de cálculo esfuerzos en el precalentador.....	159
Apéndice I calculo espesor placa porta tubos evaporador condensador y precalentador.	162
Apéndice J Calculo áreas de entrada y salida evaporador condensador, precalentador.	163
Apéndice K Experiencias a realizar, guía de laboratorio.....	166

Resumen

Título: Diseño de un sistema de depuración de agua por evaporación-condensación para el laboratorio de sistemas térmicos de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad Industrial de Santander. *

Autores: Jhawner Schneider Alquichire López; Andrés Felipe Garcia Sánchez. **

Palabras Claves: Compresión mecánica de vapor, depuración de agua, turbocompresor.

Descripción:

Se diseñó un banco de laboratorio, el cual permite al estudiante afianzar sus conocimientos teóricos llevándolos a la práctica. Con el fin de que desarrolle competencias requeridas para desempeñarse como profesional. Consta de un compresor centrífugo que cumple con la función de aumentar la presión del vapor de agua, aumentar su temperatura y a su vez tiene la capacidad de manejar el flujo dispuesto en el diseño. Un evaporador condensador, en este caso es un intercambiador de coraza y tubos, donde la evaporación es en la parte exterior del arreglo de tubos y la condensación en la parte interna. Un economizador que eleva la temperatura del agua que ingresa al sistema cerca de la evaporización. Un subsistema que se usa para el arranque del banco, el cual está compuesto de una resistencia eléctrica para generar el vapor de arranque y un tanque diseñado en detalle.

Se realizaron pruebas al banco de laboratorio, dando certeza al correcto funcionamiento del sistema en general, evitando cualquier tipo de percance como lo pueden ser fugas de fluido. Posteriormente se observan los resultados obtenidos y se procede a comparar lo experimental con lo teórico, mediante los modelos matemáticos planteados para evaluar el comportamiento del banco construido.

*Proyecto de grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Javier Rugeles Perez Ingeniero Mecánico.

Abstract

Title: Design of an evaporation-condensation water purification system for the laboratory of thermal systems of the mechanical engineering school of the Industrial University of Santander. *

Autores: Jhawner Schneider Alquichire López; Andrés Felipe Garcia Sánchez. **

Key Words: mechanical vapor compression, water treatment, turbocharger.

Descripción:

A laboratory bench was designed, which allows the student to strengthen their theoretical knowledge by putting them into practice. In order to develop competencies required to work as a professional. It consists of a centrifuge compressor that fulfills the function of increasing the pressure of the water vapor, increasing its temperature and at the same time has the ability to handle the flow arranged in the design. A condensing evaporator, in this case is a shell and tube exchanger, where evaporation is on the outside of the arrangement of tubes and condensation on the inside. An economizer that raises the temperature of water entering the system near evaporation. A subsystem that is used for starting the bench, which is composed of an electrical resistance to generate the starting steam and a tank designed in detail. The laboratory bench was tested, giving certainty to the correct functioning of the system in general, avoiding any kind of mishap as fluid leaks can be. The results obtained are then observed and the experimental is compared with the theoretical, using the mathematical models proposed to evaluate the behavior of the built bank.

*Bachelor Thesis

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Javier Rugeles Perez Ingeniero Mecánico.

1. Planteamiento del problema

La universidad debe facilitar al estudiante en su proceso de formación —técnica y científica— los escenarios más apropiados, para que él pueda incorporar a sus propias estructuras cognitivas las competencias requeridas para su desempeño profesional. Obtener un equilibrio entre las actividades docentes teóricas y prácticas, con miras a alcanzar dichas capacidades sobrepasa la sola Utilización del aula como principal espacio de aprendizaje. Así, en la academia los ejercicios del laboratorio se utilizan como herramientas de enseñanza para afirmar los conocimientos adquiridos en el proceso enseñanza-aprendizaje.

Sistemas térmicos es una materia perteneciente al plan de estudios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, y es el escenario más apropiado para complementar la formación práctica del estudiante, ya que tiene por objetivo integrar los conocimientos adquiridos en asignaturas previas como lo son: Termodinámica I, Termodinámica II y Transferencia de calor, disciplinas que son netamente teóricas y no tienen la posibilidad de respaldarse en la práctica.

Un banco de pruebas para laboratorio es una plataforma para experimentación de proyectos de gran desarrollo. Los bancos de pruebas brindan una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de teorías científicas, elementos computacionales, y otras nuevas tecnologías.

Para apoyar el proceso de formación del estudiante de ingeniería mecánica y ampliar la infraestructura existente en el laboratorio de sistemas térmicos , se propone el diseño y optimización de un banco de pruebas que simule el proceso de purificación de un caudal determinado de agua, donde no solo cumpla con la necesidad de afianzar los conocimientos

teóricos tales como: El proceso de condensado, transferencia de calor por medio de intercambiadores, selección de subsistemas, teniendo en cuenta que el diseño sea eficiente en el aspecto energético y medioambientalmente sostenible, ya que es prioridad evitar el desperdicio de energía.

2. Objetivos

1. Objetivo General

Fortalecer los conocimientos teóricos-prácticos de la asignatura sistemas térmicos mediante la simulación de un proceso de purificación del agua en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander con énfasis en el desarrollo de tecnologías sustentables y amigables.

2. Objetivos Específicos

Diseñar un banco de pruebas para la depuración de aguas residuales mediante la utilización de la compresión mecánica del vapor (MVC). Para lo cual se deberá:

1. Identificar, seleccionar y construir el sistema de compresión que será usado en el sistema térmico que cumpla con la capacidad de comprimir 10 Kg de vapor de agua en una hora.

2. Elaborar un modelo matemático del sistema que permita determinar analíticamente
a) El efecto de los parámetros de operación de un compresor dado (rpm y presión de descarga) en el nivel agua depurada y de potencia consumida. b) determinar la relación kg de agua depurada /kW-h de energía consumida.

3. Entregar el diseño detallado (planos de construcción) de una instalación capaz de depurar 10 kg/ h de agua.

4. Desarrollar un manual de operación para cada una de las experiencias a realizar

3. Justificación del Problema

Muchos profesionales en la actualidad se aventuran con falencias en el aspecto teórico-práctico de su formación, ya que no desarrollan experticias en el laboratorio, en otras palabras, no tienen la oportunidad de llevar a cabo una práctica donde apliquen sus conocimientos teóricos adquiridos en el aula. La ingeniería demanda de un respaldo práctico que aporte destreza en el laboratorio, por esta razón se contribuye a la escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad Industrial de Santander mediante un banco que beneficia directamente a la comunidad estudiantil para su formación, no solo con la realización de una práctica, sino también con el uso de herramientas pedagógicas como lo son la implementación de una guía de laboratorio que permita al estudiante hacer un informe detallado en el cual describa que vio en la práctica así como, los posibles errores que hace que sus datos no correspondan a sus cálculos teóricos, entre otras.

Sin embargo, el respaldo práctico no es el único propósito del banco de laboratorio, los protocolos de seguridad que puedan ser enseñados en el laboratorio como por ejemplo el encendido de una caldera, el montaje de un sistema para prever fallas, o los protocolos para hacer conexiones eléctricas seguras, contribuye a que se preserve la vida o la salud del estudiante, ya que este podrá hacer uso de estos aprendizajes a lo largo de su carrera

profesional, todo esto se fundamenta en el principio de la producción ya que la omisión de estas prácticas pueden estar dañando la vida o la salud de futuros profesionales.

Esta propuesta permite un acercamiento a los estudiantes, de cómo se aprovecha la energía de vapor sobrecalentado, cuando este transfiere calor mediante un serpentín al interior del evaporador y el precalentamiento del agua, inculcando una conciencia ambiental al evitar que este calor sea desechado al ambiente.

4. Marco Teórico

El marco teórico se dividirá en dos partes, primero el estado del arte donde se muestra proyectos realizados en el ámbito de sistemas que usen como principio la compresión mecánica de vapor. La segunda parte son los referentes teóricos en el cual se profundiza los conceptos necesarios para entender el proceso y sus componentes.

4.1 Estado del Arte

El estado del arte hace referencia a la recopilación de proyectos de investigación, artículos de revistas y publicaciones realizadas anteriormente en diferentes contextos, internacional, nacional y local que tienen como objetivo servir como guía de los procesos metodológicos que se pueden adoptar o rechazar en el proceso de realización del proyecto

4.1.1 Antecedentes Internacionales

De acuerdo con el artículo desarrollado en la universidad de Nanjing Tech en china (Wei, 2018) cuyo objetivo fue estudiar el rendimiento de un sistema de compresión mecánica por vapor la cual estaba dirigida por una unidad compresora tipo Roots, este artículo mostró importantes tendencias a partir de la modificación de parámetros de operación, se hizo el estudio de aumentar la velocidad del compresor y dio como resultado que el que la rata de agua

evaporada aumentara proporcionalmente, lo cual tenía como contraparte que la energía consumida por el compresor aumentaba y la capacidad del intercambiador de calor usado como evaporador condensador disminuía lo que hacía que el sistema a elevadas velocidades tuviera un rendimiento pobre.

De acuerdo con lo anterior este estudio concluye que se debe encontrar un punto óptimo entre la velocidad que maneja el compresor y la cantidad de flujo que el evaporador-condensador puede soportar además de que no se debe exigir al compresor un cambio de presión muy alto porque esto hace que el rendimiento baje notoriamente.

Según el artículo que tuvo desarrollo en *University of Aeronautics and Astronautics* (Yue, 2017) basado en el estudio de sistema de desalinización de agua cuya alimentación energética del motor del compresor es generada por una fuente de energía renovable ubicada en Turquía, sumando esto a que el sistema no hace emisiones de ningún tipo al ambiente se puede hablar de un proceso completamente amigable ambientalmente.

El estudio arroja interesantes resultados en lo correspondiente al análisis energético, la compresión de vapor alcanzó una eficiencia térmica y mecánica en el compresor del 76% del 80 % respectivamente, lo que muestra la importancia de una buena selección de la unidad compresora dentro de un sistema de evaporación por compresión mecánica, ya que las pérdidas por fricción dentro son bajas, también arroja datos de referencia respecto al incremento de temperatura que se debe dar en el vapor de agua al pasar por el compresor el cual ronda los 6°C, también cabe especificar que la concentración de sal en la salida del sistema excede en un 25% el resultado esperado al inicio del diseño .

Tomando como referencia el artículo que se desarrolló en *University of Aeronautics and Astronautics, College of Energy and Power Engineering* ubicado en Nanjiing China (Wu, L, & K, 2017) el cual se basó en un sistema de desalinización mediante la compresión mecánica de vapor (MCV) pero el accionamiento del compresor no lo baso en un motor eléctrico sino que acoplo un ciclo Rankine, su finalidad es analizar su rendimiento, seleccionar cual refrigerante es el más adecuado para esta aplicación y simultáneamente demostrar que todo el diseño fue basado en la primera y segunda ley de la termodinámica.

El estudio arrojó que el refrigerante R245fa fue el que obtuvo el mejor rendimiento para el ciclo de Rankine ya que en las pruebas de operación mostro una eficiencia para el ciclo Rankine cercana al 12 % necesitando una menor cantidad de flujo más baja frente a sus contrincantes.

A parte de hacer uso de un ciclo de cogeneración el estudio mostro que el fluido de agua a la salida presento una temperatura más baja que el resto lo que se concluye que no hay una pérdida de energía que se desecha al ambiente lo cual es de vital importancia.

Por último se investigó acerca del aspecto económico, la *University of Petroleum & Minerals* desarrollo un artículo llamado *On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system* (Ahmad & Syed, 2017) esta investigación de baso en comparar los consumos energéticos dados en un ciclo de compresión de mecánica de vapor con y sin recirculación de salmuera, luego compara el análisis de costos final con el presupuestado en un comienzo para hacer una optimización de costos componente a componente.

Es interesante ver como el artículo fija el análisis de costos para cada componente basándose en las variables que determinan el funcionamiento del mismo como se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1

Costos por componente para un proceso de MVC con y sin recirculación.

The rate of fixed cost for various components.

Component	Value (\$/h)	
	With recirculation	Once through
Feed pump, \dot{Z}_{FP}	0.051	0.051
Recirculation pump, \dot{Z}_{RP}	0.034	N/A
Brine pump, \dot{Z}_{BP}	0.034	0.034
Distillate pump, \dot{Z}_{DP}	0.043	0.044
Compressor, \dot{Z}_{Comp}	6.00	5.60
Brine preheater, \dot{Z}_{BH}	2.236	1.52
Distillate preheater, \dot{Z}_{DH}	1.251	2.01
Evaporator, \dot{Z}_{EV}	17.22	16.94

Fuente: Desalination (p.299) por Ahmad & Syed, 2017, Elsevier Ltda

El artículo concluye que el consumo energético de un sistema sin recirculación es cercano a $13 \frac{kwh}{m^3}$ mientras que el recirculado es cercano al $9.8 \frac{kwh}{m^3}$ a y afirma que: “Se observa que el consumo de energía específico para los sistemas MVC es insensible a la salinidad del alimento para una concentración constante de salmuera por lo tanto, lo hace atractivo para aplicaciones de alta salinidad” (Ahmad & Syed, 2017)

4.1.2 Antecedentes Regionales

En la Universidad Industrial de Santander se ha profundizado en la creación de bancos de pruebas que contribuyan a el aprendizaje de materias desde la práctica, para la asignatura de Refrigeración, se desarrolló un proyecto denominado “Diseño y construcción de un banco para el análisis del comportamiento de un sistema de refrigeración implementando un mecanismo de control continuo” (Durán, Mora, 2017) que tiene como objetivo principal contribuir a la misión de la Universidad Industrial de Santander, aportando en la generación de conocimiento

a través aprendizaje de manera práctica en el área de refrigeración y aire acondicionado, esto se hace con un banco de pruebas que permita observar y analizar un sistema de refrigeración con compresión de vapor controlado con diferentes estrategias de control. El proyecto concluyó que para asegurar una comparación confiable entre los sistemas de control implementadas y mostrar su consumo energético es necesario mantener constantes las condiciones del ambiente.

En la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander no solo se han hecho bancos de pruebas en la asignatura de Sistemas de refrigeración y aire acondicionado, para la asignatura de Diseño de Maquinas II que incluye los temas de embragues y frenos, se desarrolló un proyecto denominado “Diseño y construcción de un banco experimental de freno y embrague para el estudio del comportamiento energético” (Jara, 2017) que tiene como objetivo realizar el diseño y la construcción de un banco; con un motor monofásico de 1/3HP, un sistema de freno-embrague axial de accionamiento electromagnético individual y un juego de tres masas diferentes que permiten simular las diferencias de carga en el momento de acelera y frenar el mecanismo, este proyecto por medio de tomas de datos para diferentes cargas dio como una conclusión que los datos calculados teóricamente para el comportamiento energético varían en un porcentaje pequeño a los arrojados por el banco que pueden deberse a suposiciones como coeficientes de fricción.

Para la asignatura de Refrigeración y aire acondicionado en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad industrial de Santander se realizó el proyecto “Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de baja temperatura por etapas tipo banco para el laboratorio de Sistemas Térmicos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industria de Santander ” (Gualdrón, Ruiz, 2019) que tiene como objetivo elaborar un modelo matemático del sistema de refrigeración planteado que permita definir la capacidad de

refrigeración teórica y parámetros específicos de componentes del sistema basados en el uso de un compresor Copeland CS12K6ETF5 y la unidad condensadora Danfoss modelo lcz028e20q proporcionados en el laboratorio de sistemas térmicos.

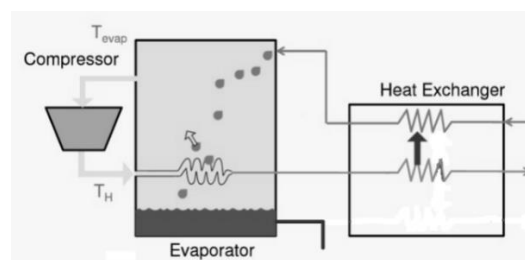
Este banco de laboratorio dio como conclusión diferencias entre un ciclo de un de un solo ciclo con un ciclo doble en términos de capacidad donde el de ciclo doble alcanzo el doble de capacidad del de un ciclo sencillo, y que es irrelevante realizar una comparación entre los COP de un ciclo sencillo y uno doble

4.2 Referentes Teóricos

4.2.1 Compresión mecánica del vapor

Figura 1

Compresión mecánica de vapor.



Nota. [Anónimo] [En línea] *Researchgate*. Disponible en: https://www.researchgate.net/figure/Single-effect-mechanical-vapor-compression-process-MVC-with-spray-evaporation_fig14_283620228

Los sistemas de depuración de agua con compresión mecánica de vapor funcionan con un compresor mecánico de accionamiento eléctrico. Tienen un historial notable de operación simple y económica a bajo consumo eléctrico, suministrando agua de alta pureza y desafectada,

lo que los hace ideales para refinerías, una amplia gama de industrias de consumo de agua y centrales eléctricas de alta calidad, donde una fuente de proceso estable y confiable y el agua de alimentación de la caldera es esencial. La experiencia acumulada con las plantas comerciales de MVC muestra que estas plantas tienen características tecnológicas superiores, proporcionando una operación a largo plazo bajo condiciones estables notables. La formación de escamas y la corrosión son mínimas o están ausentes, ¡estos factores conducen a disponibilidades de plantas excepcionalmente altas de 96% - 98%.

La eficiencia termodinámica se deriva de la aplicación del principio de "bomba de calor" por un gran compresor de flujo volumétrico que actúa como la "bomba de calor", que recicla continuamente y mantiene el calor latente intercambiado en los pasos de evaporación y condensación dentro del sistema. El calor requerido para evaporar parte de la alimentación procesada, que fluye en el interior recipiente, la transferencia de calor se suministra a través de la condensación.

El calor generado por el trabajo del compresor se rechaza en el producto saliente, para mantener una temperatura de funcionamiento más alta, el suministro de agua entrante se precalienta por medio de un intercambiador de calor, intercambiando calor con la corriente saliente.

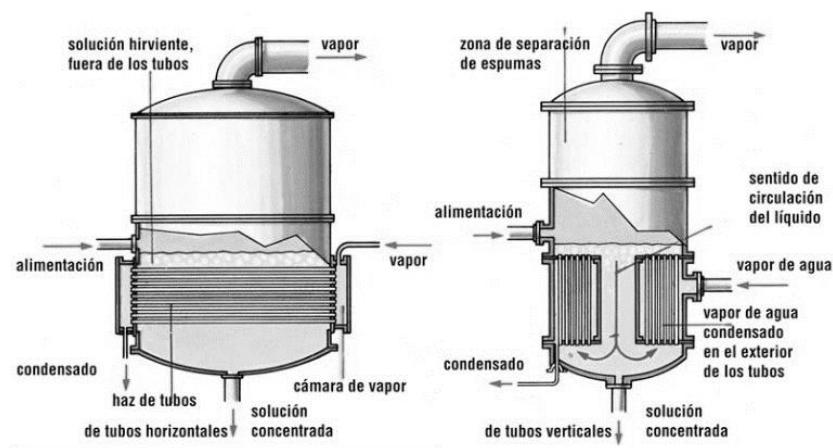
El principal consumidor de energía es el compresor de vapor, que representa más del 80% de los requerimientos totales de energía. Dado que en un sistema de compresión el consumo de energía está relacionado con el flujo de masa, la altura y la eficiencia, para reducirlo, uno debe enfocarse en reducir uno o ambos de los parámetros anteriores, al tiempo que aumenta la eficiencia del compresor.

4.2.2 Elementos del sistema de compresión mecánica del vapor

4.2.2.1 Evaporador-Condensador. El evaporador condensador es un dispositivo térmico que permite la interacción de dos corrientes de fluido para llegar a un cambio de fase al interior de un recipiente, esto con la intención de aprovechar al máximo la energía del fluido caliente y evitando la interacción con el ambiente, toda máquina térmica debe desperdiciar cierta cantidad de energía transfiriéndola a un depósito de baja temperatura a fin de completar el ciclo. Como se puede apreciar en la figura 2 el serpentín actúa como condensador, transfiriendo la energía del vapor sobrecalentado por el compresor a medida que fluye por los serpentines desechándolo hacia el sumidero, qué para este caso sería el recipiente donde se evaporará el agua, la caída de presión en un condensador por lo general es pequeña.

Figura 2

Evaporador Condensador.



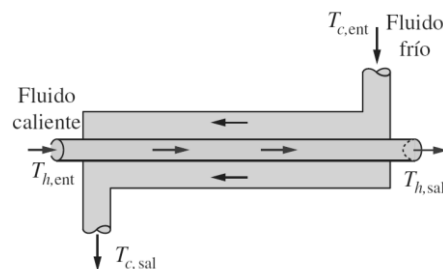
Nota. [Anonimo] [En línea] Disponible en:<https://slideplayer.es/slide/163208/>

4.2.2.2 Economizador. El economizador tiene como objetivo precalentar el fluido que alimenta al sistema con el flujo de agua purificada que lleva una temperatura

considerablemente alta, actuando como un intercambiador de calor entre un flujo contaminado que ingresa y el flujo de agua purificado a una temperatura de condensación que sale del sistema, su objetivo es aprovechar al máximo toda la energía que circula en el sistema y no dejar salir agua del sistema con una temperatura ambientalmente peligrosa y ser eficiente energéticamente.

Figura 3

Intercambiador de calor economizador.

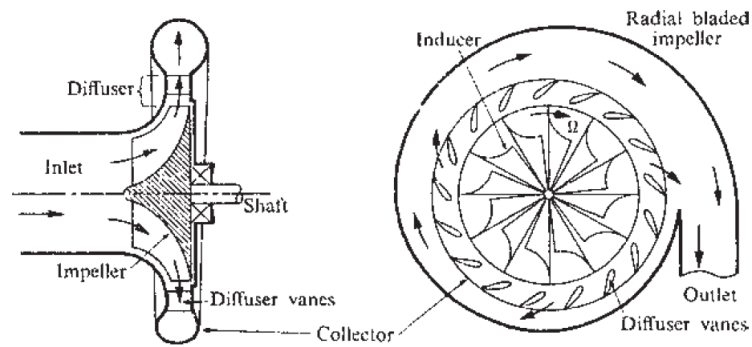


Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

4.2.2.3 Turbocompresor. El compresor puede ser flujo axial, flujo centrífugo o una combinación de los dos, producen el aire altamente comprimido necesario para una combustión eficiente. En turbocompresores o compresores dinámicos, la alta presión se logra impartiendo energía cinética al flujo en el impulsor, y luego esta energía cinética se convierte en presión en el difusor (Dekker, 2003).

Figura 4

Compresor centrífugo típico.



Nota. Tomado de M Dekker. Turbomachinery Design And Theory. 2003.

El flujo ingresa al ojo del impulsor y las cuchillas giran a gran velocidad en el disco impulsor. Después de salir del disco, el aire pasa a través de un difusor, en el que la energía cinética se intercambia con la presión. La energía se imparte al aire por las cuchillas giratorias, lo que aumenta la presión estática a medida que se mueve desde el ojo radio r_1 al radio de punta r_2 . El resto del aumento de presión estática se logra en el difusor, la práctica normal es diseñar el compresor de modo que aproximadamente la mitad del aumento de presión ocurre en el impulsor y la mitad en el difusor.

4.2.2.3.1 Perdidas En El Compresor. Calcular el rendimiento de un compresor centrífugo requiere el conocimiento de varias pérdidas encontradas en un compresor centrífugo, son una combinación de resultados experimentales y teóricos que se dividen en dos grupos: (1) pérdidas encontradas en el rotor y (2) pérdidas encontradas en el estator (Boyce, 2003).

Una forma conveniente de expresarlos es de forma no dimensional, con referencia a la velocidad de salida de la cuchilla. La cabeza total, es la cabeza del impulsor más la cabeza que se pierde externamente al impulsor debido al flujo de vapor que pasa por el impulsor (Δq_{CL}) y la pérdida de fricción del disco (Δq_{df}) del aire entre los componentes estacionarios y el impulsor.

Ecuación 1

Perdidas en compresor

$$q_{total} = q_{th} + \Delta q_{CL} + \Delta q_{df}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Donde

Ecuación 2

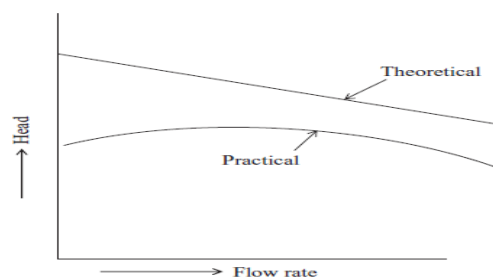
Cabeza adimensional.

$$q_{th} = \frac{g}{U_2^2} (Hte)$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Figura 5

Curva característica de un compresor centrífugo.



Nota. Tomado de P.L. Dhar. Thermal System Design and Simulation. Elsevier Ltd. 2017.

5. Metodología del diseño

Toda la metodología de diseño se basa en la selección adecuada de la unidad compresora, el diseño del evaporador condensador y el diseño de un precalentador que permita la optimización energética del sistema. para llegar al diseño optimo se escoge la mejor de tres opciones por medio de una matriz QFD

5.1 Selección de alternativas

Par la selección de alternativas en el proceso de diseño se plantean tres propuestas iniciales las cuales se ponderarán por medio de dos tipos de requerimientos, el del lado del consumidor, en este caso todos los estudiantes que interactúen con el equipo, y desde el lado de los diseñadores

5.1.1 Alternativas de diseño

Alternativa 1: Evaporación externa en un arreglo de tubos de manera horizontal, condensación dentro de tubos, precalentador banco de tubos horizontales.

Alternativa 2: Evaporación interna de un arreglo de tubos verticales, condensación por fuera de los tubos, precalentador banco de tubos verticales.

Alternativa 3: Evaporación interna de un arreglo de tubos de manera vertical y condensación dentro de tubos, precalentador un intercambiador de placas paralelas.

5.1.2 Especificaciones del diseñador

De parte de los diseñadores de este sistema se fijan unas variables, las cuales se ponderan de la de mayor o menor impacto para el desarrollo del proyecto

1. Seguridad
2. Facilidad de construcción

3. Eficiencia energética
4. Mantenimiento
5. Reemplazo de componentes

5.1.3 Requerimientos del consumidor

Desde el punto de vista del consumidor, en este caso los estudiantes que interactúan con el banco, se enlistan las necesidades o requerimientos que debe estar presente en la máquina y se enumera de mayor a menor en orden de relevancia.

Tabla

2

Requerimientos consumidor.

Requerimientos del consumidor	Relevancia
Seguridad	5
Mantenimiento	4
Espacio	3
Eficiencia energética	2
Capacidad	1

5.1.4 Matriz QFD

Se realiza una matriz QFD donde se relacionan las variables del consumidor y diseñador. Luego se multiplica por la relevancia y al final se suma con el objetivo de ponderar las especificaciones del diseñador.

Tabla

3

Matriz QFD.

ESPECIFICACIONES DEL DISEÑADOR	RELEVANCIA	FACILIDAD DE CONSTRUCCION	EFICIENCIA ENERGETICA	MANTENIMIENTO	REPLAZO DE COMPONENTES	SEGURIDAD	ECONOMICO								
								REQUERIMIENTOS DEL CONSUMIDOR							
SEGURIDAD	5	3	15	2	10	3	15	2	10	4	20	3	15		
MANTENIMIENTO	4	4	16	2	8	4	16	4	16	3	12	3	12		
ESPACIO	3	1	3	3	9	2	6	1	3	3	9	3	9		
EFICIENCIA ENERGETICA	2	1	2	4	8	3	6	1	2	2	4	4	8		
CAPACIDAD	1	2	2	3	3	2	2	1	1	2	2	4	4		
			38		38		45		32		47		48		

5.1.5 Ponderación de resultados

Una vez se establece el orden de importancia de las variables que influyen en el diseño en el sistema, se procede a calcular el porcentaje en el cual afecta una posible decisión, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla

4

Ponderación de resultados.

Variable	Valor	Magnitud	Porcentaje
Facilidad de construcción	38	0.1532258	15.32
Eficiencia energética	38	0.1532258	15.32
Mantenimiento	45	0.1814516	18.14
Reemplazo de componentes	32	0.1290323	12.90

Seguridad	47	0.1895161	18.95
Aspecto económico	48	0.1935484	19.35

5.1.6 Selección de alternativa

Por último, se pondera de 1-5 la relación que tiene cada alternativa con las variables ponderadas, con el objetivo de elegir la alternativa a diseñar.

Tabla

5

Selección de alternativas.

Variable	Valor [%]	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Facilidad de construcción	15.32	4.5 0.6894	4 0.6128	3.8 0.58216
Eficiencia energética	15.32	4 0.6128	3.5 0.5362	4.2 0.64344
Mantenimiento	18.15	4 0.726	3.8 0.6897	3.5 0.63525
Reemplazo de componentes	12.9	5 0.645	3.8 0.4902	3.5 0.4515
Seguridad	18.95	5 0.9475	5 0.9475	5 0.9475
Aspecto económico	19.35	4.5 0.87075	3.8 0.7353	4.5 0.87075
TOTAL	100.0	4.49145	4.0117	4.1306

5.2 Selección de la unidad compresora

La MCV en un turbocompresor nos permite manejar altos flujos en relación al pequeño tamaño del dispositivo, esto se debe a la capacidad de manejar grandes revoluciones sin verse afectado su funcionamiento. Se busca un compresor que brinde mayor cabeza al menor flujo posible siempre y cuando cumpla con la condición de manejar 10[Kg/h], con la ayuda de las curvas de rendimiento se selecciona la unidad compresora optima, ya que el aumento el flujo incrementa el área y por lo tanto hay un incremento en los costos.

5.2.1 Curvas de rendimiento

El rendimiento del compresor centrífugo está directamente relacionado con el impulsor y las cuchillas que lo conforman, dependiendo de su geometría y su velocidad de giro se obtienen diferentes puntos de operación. En base a estos parámetros se procede a realizar un modelo matemático que permita conocer a fondo su comportamiento, teniendo en cuenta las diferentes pérdidas del sistema.

5.2.2 Modelamiento teórico

Primero se analiza el sistema ideal, donde el flujo ingresa axialmente al ojo del impulsor, distribuyéndose en las cuchillas de la unidad compresora, se transfiere energía de la flecha al flujo transformándose en energía cinética, generando el torque a la salida del impulsor. Mediante la ecuación de Euler se hace la curva de la cabeza teórica del sistema, para esto es necesario realizar el cálculo de las velocidades tanto a la entrada como a la salida haciendo uso de los triángulos de velocidad.

5.2.2.1 Triángulos de velocidades. A continuación, se muestra una tabla que representa gráfica y analíticamente los triángulos de velocidades en el impulsor a la entrada y a la salida.

Tabla 6

Triangulo de velocidades a la entrada.

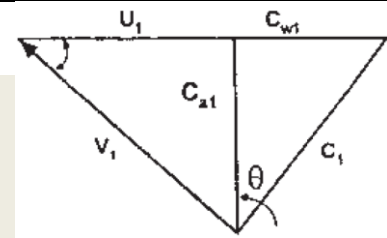
Entrada del impulsor		
Nombre	Ecuación	Triangulo
U1 (Velocidad de la impulsor)	$U1 = (w * R1)$	

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

Cr1 (Velocidad Radial)

$$Cr1 = \frac{Q1}{a1}$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).



Dekker

Ct1 (Velocidad Tangencial)

$$U1 = \frac{Cr1}{\tan(\betaeta1)} + Ct1$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

C1 (Velocidad a la entrada)

$$C1^2 = Cr1^2 + Ct1^2$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

V1 (Velocidad relativa)

$$V1^2 = C1^2 + U1^2$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

Tabla 7

Triangulo de velocidades a la salida.

Salida del impulsor

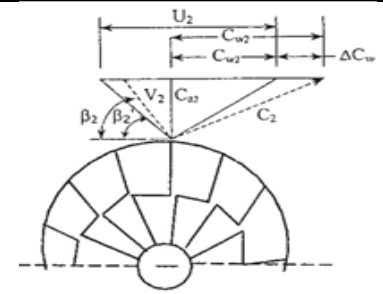
Nombre	Ecuación	Triangulo
U2 (Velocidad de la impulsor)	$U2 = (w * R2)$	

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

Cr2 (Velocidad Radial)

$$Cr2 = \frac{Q2}{a2}$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).



Dekker

Ct2 (Velocidad Tangencial)

$$U2 = \frac{Cr2}{\tan(\text{Alpha})} + Ct2$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

C2 (Velocidad a la salida)

$$C2^2 = Cr2^2 + Ct2^2$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

V2 (Velocidad relativa)

$$Cr2^2 = V2^2 - (U2 - Ct2)^2$$

Nota. Tomado de M Dekker (2003).

Donde:

w=Velocidad angular del compresor $[\frac{Rad}{s}]$

Q1=Caudal de agua a la entrada del impulsor $[\frac{m^3}{s}]$

Q2=Caudal de agua a la salida del impulsor $[\frac{m^3}{s}]$

R1=radio de entrada del impulsor $[m]$

R2= radio de salida del impulsor $[m]$

Beta1=Angulo de entrada de las cuchillas [°]

Alpha=Angulo de salida de las cuchillas [°]

5.2.2.2 Ecuación de Euler. En base a los cálculos de los triángulos de velocidades tanto a la entrada como a la salida del compresor se usa la ecuación de Euler para dimensionar la cabeza [**m**] y el diferencial de presión [**kpa**] que puede desarrollar con diferentes valores de flujos mediante:

Ecuación 3

Ecuación Euler.

$$HTe = \frac{(C2^2 - C1^2) + (U2^2 - U1^2) + (V1^2 - V2^2)}{2 * g}$$

Nota. Tomado de P.L. Dhar (2017).

5.2.2.3 Cabeza teórica vs flujo másico. Para entender el comportamiento, en un principio se usó un turbocompresor utilizado en un tracto mula que tiene la siguiente geometría.

Tabla 8

Dimensiones del impulsor analizado inicialmente.

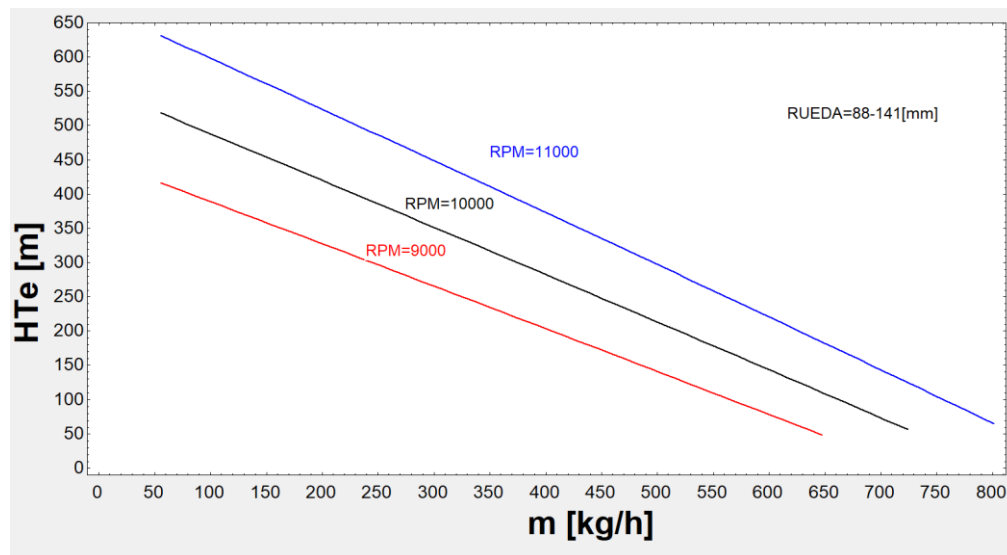
Variable	Medida
D1(Diámetro de entrada)	0.088 [m]
D2(Diámetro de Salida)	0.141[m]
Bcu (Altura de la cuchilla a la salida)	0.008[m]
Ecu (Espesor de la cuchilla)	0.002[m]
Dcubo (Diámetro del eje en el compresor)	0.036[m]

D1difusor (Diámetro de entrada al difusor)	0.15[m]
D2difusor (Diámetro de salida del difusor)	0.252[m]
D1 Voluta (Diámetro entrada a la voluta)	0.02[m]
D2 Voluta (Diámetro salida de la voluta)	0.064[m]
Bimp (Altura del rodete)	0.03[m]
Lmer (Longitud de una cuchilla)	0.071[m]
S (Espacio entre cuchillas)	0.008[m]
Z (Numero de cuchillas)	16[-]
Beta (Angulo de entrada)	45[°]
Beta 2(Angulo de salida)	125[°]

Luego de realizar la medición del rodete, el difusor y la voluta del compresor, se fija un rango de flujo másico entre 55-805 $[\frac{kg}{h}]$ para ver la variación en el comportamiento de la cabeza en función de la velocidad de giro del compresor, donde se concluye que un aumento de revoluciones en el sistema incrementa la altura que el flujo másico desarrolla y también permite manejar flujos más elevados en la turbomáquina como se muestra a continuación.

Figura 6

Cabeza teórica HTe vs flujo masico m.



5.2.3 Modelamiento con pérdidas

Luego de analizar el comportamiento de manera ideal por medio de la ecuación de Euler se procede a incluir las diferentes pérdidas que tiene el compresor en la práctica, para esto se usa el modelo de pérdidas adimensional.

Según Boyce (2003) Una pérdida generalmente es expresada como una pérdida de calor o de entalpia, pero una manera conveniente de cuantificarlas es de la manera no dimensional con referencia a la velocidad de salida de la cuchilla. Es por esta razón que se calcula la altura teórica de manera adimensional para poder incluir las pérdidas, esto se hace mediante:

Ecuación 4

Cabeza adimensional.

$$HT = Hte * \frac{g}{U^2}$$

Nota. Tomado de P.L. Dhar (2017).

Donde:

Hte: Cabeza teórica según la ecuación de Euler [m]

U_2 =Velocidad del impulsor a la salida [m/s]

g: Gravedad[m/s²]

5.2.3.1 Pérdidas por fricción y choque. Las pérdidas por fricción y choque representan las pérdidas externas en el impulsor en el momento que el fluido entra en contacto con el compresor.

5.2.3.1.1 Pérdida por claro. El fluido experimenta la fuerza de Coriolis, debido a la diferencia de presión existente entre la cavidad libre de la carcasa y las cuchillas del impulsor. Al final el flujo seguirá por el camino que le ofrezca menor resistencia generando fugas. En la figura 7 se ilustra el espacio libre que genera la pérdida.

Ecuación 5

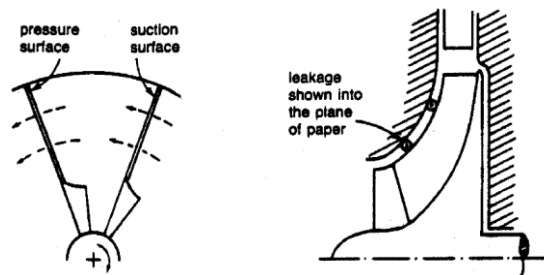
Pérdida por claro.

$$P_{claro} = 0,17 * HT^{\delta}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Figura 7

Pérdida por claro.



Nota. Tomado de Boyce (2003).

5.2.3.1.2 Perdida por fricción de disco. Generada por el par de fricción en la superficie posterior del impulsor, ligada a las pérdidas en los sellos y cojinetes. En la figura 8 se especifica la perdida.

Ecuación 6

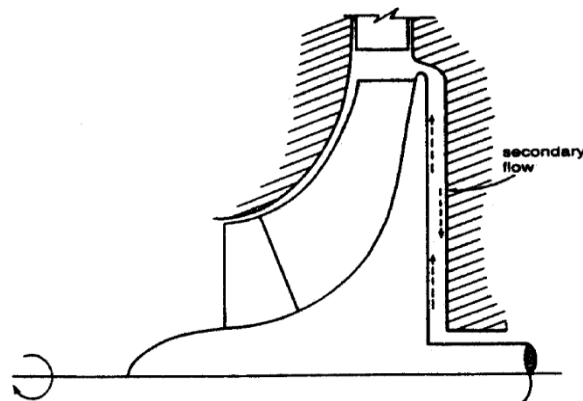
Perdida por fricción de disco.

$$P_{friccion} = \frac{C_{sf} * \left(1 + \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)\right)}{2 * \left(\frac{V_1}{U_2}\right) * HT * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 * \left(1 - \left(\frac{D_{cubo}}{D_2}\right)^2\right)}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Figura 8

Flujo secundario en la parte posterior del impulsor.



Nota. Tomado de Boyce (2003).

5.2.3.2 Pérdidas en el impulsor. Están dividida en las siguientes categorías.

5.2.3.3 Perdida en el difusor sin cuchillas. El flujo sin cuchillas sigue en espiral logarítmica, la pérdida experimentada se debe a la fricción en el difusor y el ángulo de flujo absoluto como se ilustra en la figura 12.

Ecuación 7

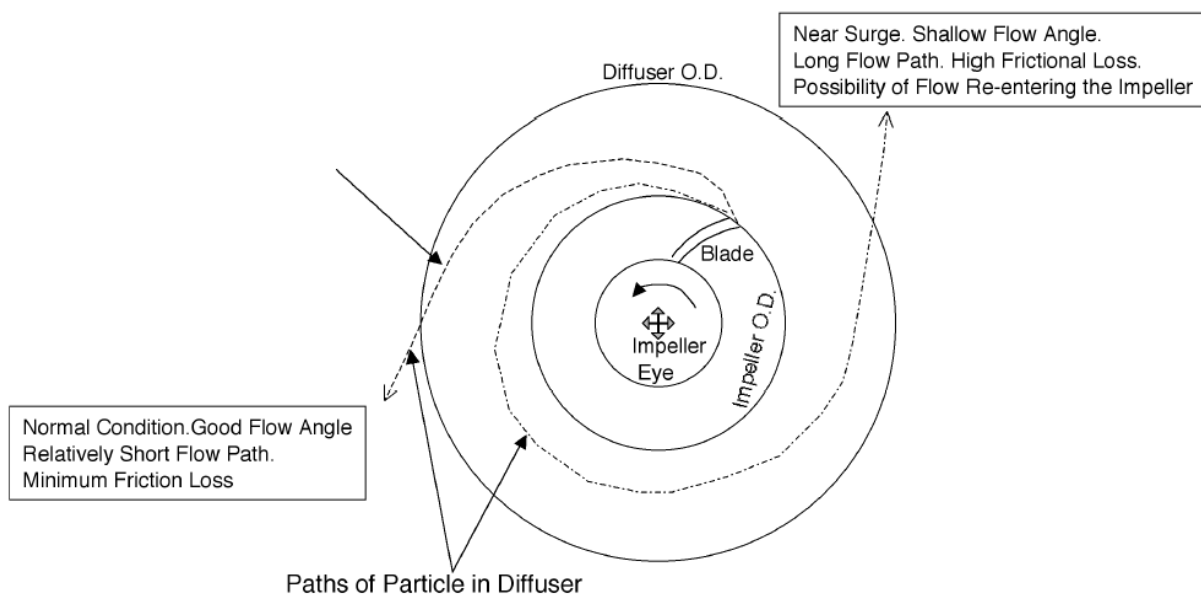
Perdida en el difusor sin cuchillas.

$$P_{difusor} = \left(\frac{4 * cfd}{12} \right) * \left(\frac{d2}{bi} \right) * \left(\frac{1}{\cos(\alpha_{avg})} \right) * \left(1 - \left(\frac{d2}{d3} \right)^{1,5} \right)$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Figura 9

Trayectoria de flujo en difusor sin cuchillas.



Nota. Tomado de Boyce (2003).

Una vez llevada la cabeza a un estado adimensional se procede a clasificar las pérdidas como pérdidas externas en el compresor y pérdidas a lo largo del impulsor de la siguiente manera:

Tabla 9

Perdidas en el impulsor

Tipo de pérdida	Ecuación
Perdidas en el impulsor	
Perdida por choque	$P_{choque} = \left(1 - \left(\frac{V_{th}}{V_1} \right)^2 - \left(\frac{2}{(np - 1) * Mr1^2} \right) * \left(\left(\frac{P_{th}}{P_1} \right)^{\frac{np-1}{np}} - 1 \right) \right)$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>
Perdida por incidencia	$P_{incidencia} = 0,8 * \left(1 - \frac{Cr1}{V_1 * \sin(Beta1)} \right)^2 + \left(\frac{ecu * Z}{2 * pi * R1 * \sin(Beta1)} \right)^2$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>
Perdida por difusión	$P_{difusion1} = \left(\frac{2 * \theta_{ab} * \sigma_{ab}}{\sin(Beta1)} \right) * \left(1 + \frac{\theta_{ab} * \sigma_{ab} * HDB^2}{2 * \sin(Beta1)} \right)$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>
Perdida por fricción en la piel	$P_{piel} = 4 * K_{sf} * C_{sf} * \left(\frac{L_{mer}}{Dh} \right) * \frac{1}{2} * \left(\frac{V_{avg}}{U_2} \right)^2 * \frac{pi}{8} * \left(D_2 - \frac{D_1 + D_{cubo}}{2} - bcu + 2 * b_{imp} \right)$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>

Tabla 10

Perdidas externas.

Tipo de pérdida	Ecuación
Perdidas por fricción y choque	
Pérdida por claro	$P_{claro} = 0,17 * HT^{\delta}$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>
Pérdida por fricción del disco	$P_{friccion} = \frac{C_{sf} * \left(1 + \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right) \right)}{2 * \left(\frac{V_1}{U_2} \right) * HT * \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 * \left(1 - \left(\frac{D_{cubo}}{D_2} \right)^2 \right)}$ <p>Nota. Tomado de Boyce (2003).</p>

Ecuación 8

Perdidas externas.

$$DELTA_{externas} = P_{claro} + P_{friccion}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Ecuación 9

Perdidas en el impulsor.

$$DELTA_{impulsor} = P_{incidencia} + P_{choque} + P_{piel} + P_{difusion}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Todas estas pérdidas mencionadas se calculan por medio de la geometría del compresor y las velocidades obtenidas en los triángulos de velocidades como se muestra en las siguientes tablas:

En base a estas pérdidas se halla la cabeza desarrollada por el compresor en dos puntos específicos; al salir del rodete y a la descarga del compresor tomando el compresor como un sistema adiabático de acuerdo a las siguientes relaciones:

Ecuación 10

Cabeza en el impulsor.

$$HTT = HT + DELTA_{externas}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Ecuación 11

Cabeza a la descarga del compresor.

$$HIA = HT - DELTA_{impulsor}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Esta diferenciación de cabeza se hace con el objetivo de observar las eficiencias del compresor en los puntos mencionados anteriormente, la salida del rodete y la descarga del compresor:

Ecuación 12

Eficiencia adiabática en el impulsor.

$$n_{impulsor} = \frac{HIA}{HTT}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Ecuación 13

Eficiencia adiabática total.

$$n_{total} = \frac{HOA}{HTT}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Asimismo, se calcula la cabeza real de manera adimensional que es el cálculo de la cabeza teórica menos las pérdidas externas y las pérdidas en el impulsor

Ecuación 14

Cabeza real adimensional.

$$HOA = HIA - Pdifusor$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

Por último, se lleva la cabeza real al terreno dimensional con el fin de poder compararla con la calculada de manera ideal con la ecuación de Euler:

Ecuación 15

Cabeza real dimensional.

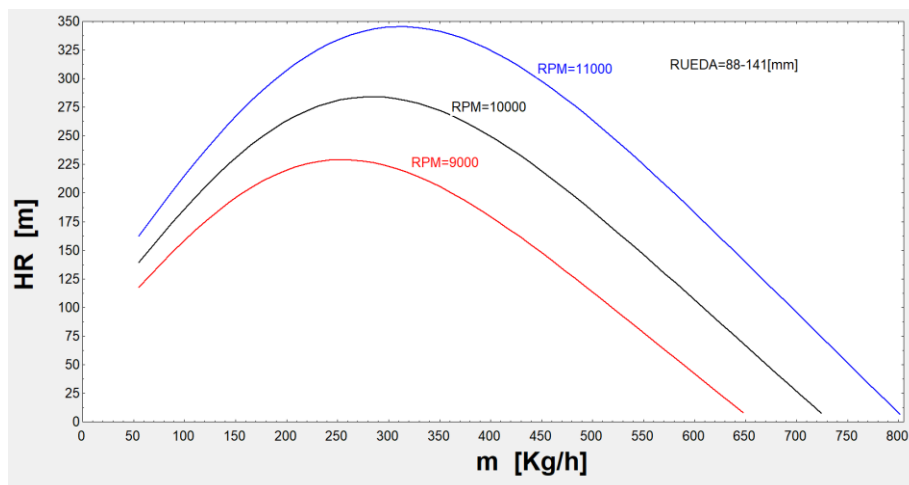
$$HR = (HOA) * \frac{U^2}{g}$$

Nota. Tomado de Boyce (2003).

5.2.3.4 Cabeza real vs Flujo másico. Una vez definidas las pérdidas en el compresor se grafica el comportamiento real en un rango de flujo másico 50-80 $\frac{kg}{h}$ en donde se observa una mayor capacidad del compresor al incrementar el número de revoluciones del motor, tal y como se presentó en el modelo teórico de Euler.

Figura 10

Cabeza real HR vs Flujo masico m.

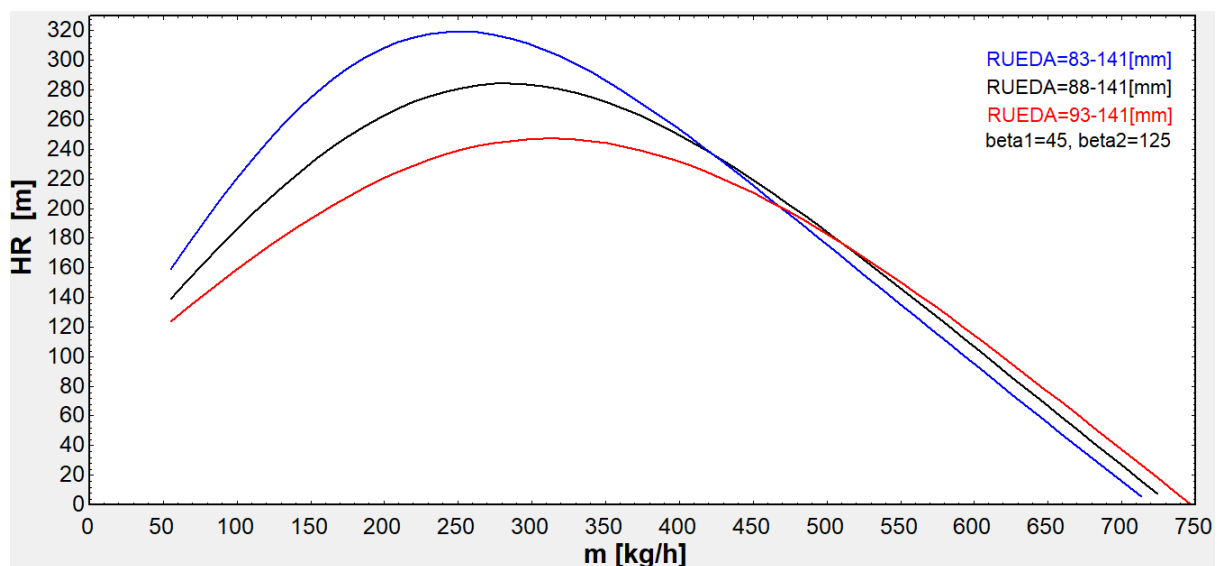
**5.2.4 Optimización de la unidad compresora**

Se realiza un estudio que permita identificar el impacto que tiene cada dimensión en el desempeño del impulsor, para ello se fijan todas las dimensiones restantes y su velocidad de rotación que se fija en 10000 [rpm], posteriormente se hace una variación de la dimensión que se quiere analizar, este procedimiento se realizó con todas las dimensiones del rodete y se concluye que los 4 parámetros más importantes son los diámetros a la entrada y a la salida y los ángulos a la entrada y a la salida de las cuchillas

5.2.4.1 Variación del diámetro de entrada del rodete. Para la geometría analizada de la turbomáquina usada en el tracto mula se tiene un diámetro a la entrada de 88 [mm], y se varia a los valores de 83 y 93 [mm] como se muestra en la siguiente ilustración para analizar su comportamiento.

Figura 11

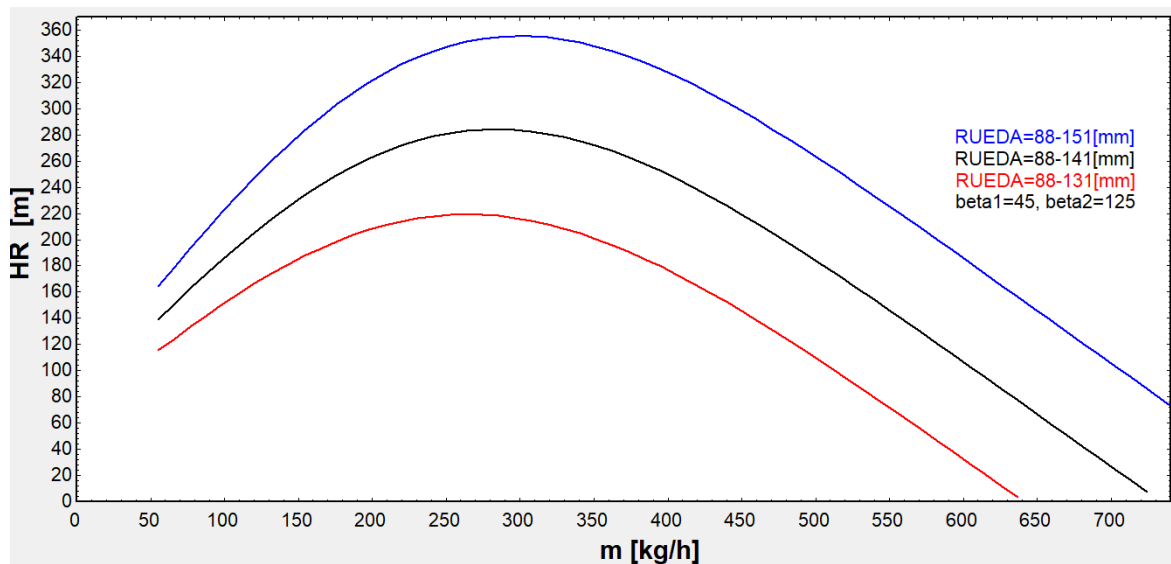
HR vs m variando diámetro de entrada D1.



5.2.4.2 Variación del diámetro de salida del rodete. De la misma manera se observa el comportamiento al variar el diámetro de salida del impulsor donde inicialmente es de 141[mm] y se varia a 131[mm] y 151[mm] como se muestra a continuación.

Figura 12

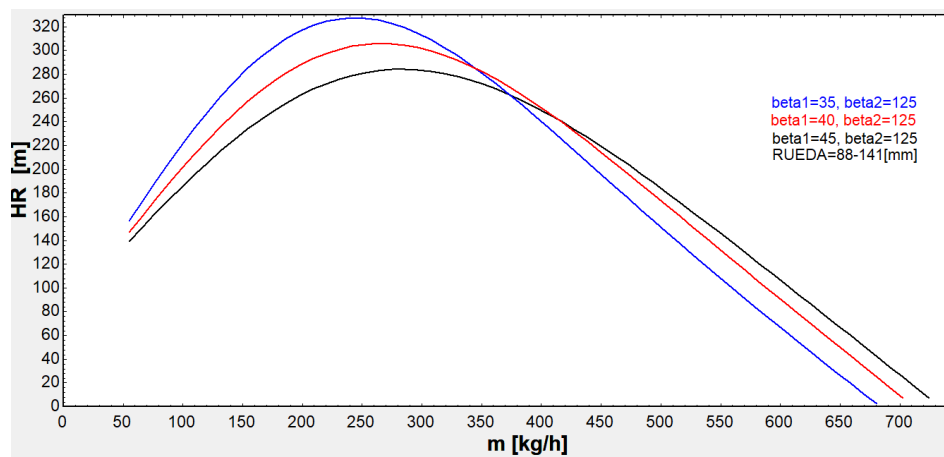
HR vs m variando diámetro de salida D2.



5.2.4.3 Variación del ángulo de entrada de las cuchillas. Para analizar el impacto del ángulo de entrada de las cuchillas, como se hizo anteriormente con los diámetros, se varía el valor inicial de 45[°].

Figura 13

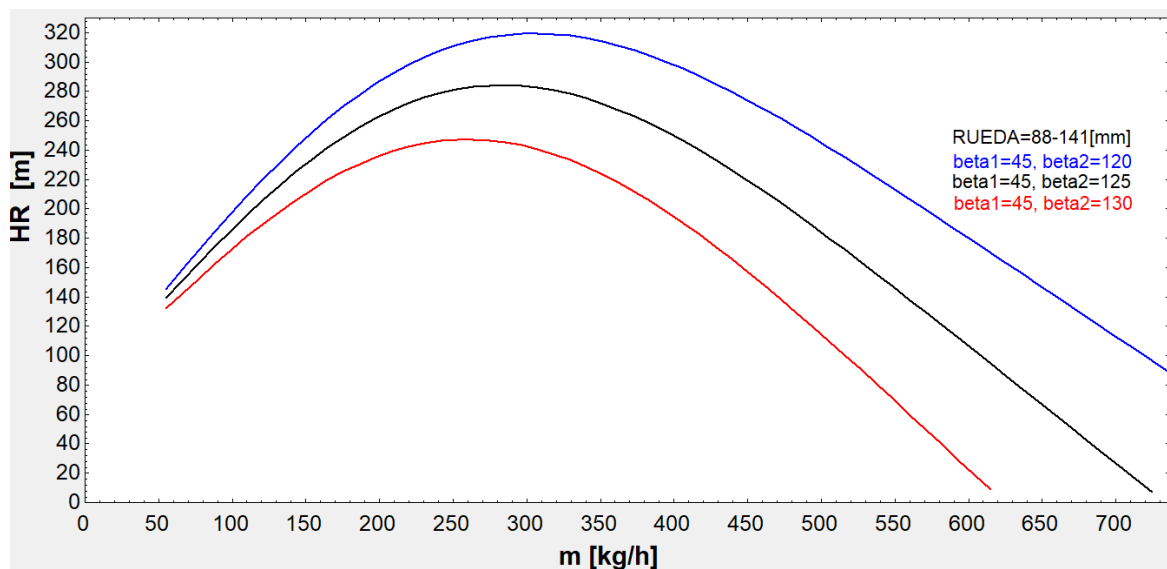
HR vs m variando ángulo de entrada beta1.



5.2.4.4 Variación del ángulo de salida de las cuchillas. Por último, se hace el mismo estudio con el ángulo de salida de las cuchillas donde se estudia ángulos de salida 5 grados por encima y por debajo del valor que tiene el impulsor de 125 [°].

Figura 14

HR vs m variando ángulo de salida beta2.



5.2.4.5 Resultados del análisis de parámetros. Analizando el comportamiento de las cuatro condiciones anteriores, se selecciona un impulsor bajo las siguientes condiciones:

1. Entre menor sea el ángulo de entrada (β_1), preferiblemente 30° , tenemos una mayor cabeza y cambio de presión a un flujo menor.

2. El ángulo a la salida entre más cercano sea a 110° aumentaremos la cabeza, pero también el flujo, entonces se aumenta el ángulo a 120° perdiendo un poco cabeza a un flujo más pequeño.

3. A menor diámetro de entrada se incrementa la cabeza, se selecciona el impulsor más pequeño manteniendo las 2 condiciones anteriores.

4. A mayor diámetro de salida aumenta la cabeza sin afectar significativamente el flujo del sistema.

5.3 Curvas de rendimiento para el turbo seleccionado

En base al análisis anterior se procede a buscar en el mercado una unidad compresora que se adecue al caudal de flujo especificado y que brinde el mejor rendimiento desde el aspecto físico como desde el aspecto energético, para ello se revisaron diferentes unidades y la seleccionada es la siguiente:

Tabla 11

Dimensiones turbo cargador Holset.

Variable	Medida
D1(Diámetro de entrada)	0.048 [m]
D2(Diámetro de Salida)	0.083[m]
Bcu (Altura de la cuchilla a la salida)	0.004[m]
Ecu (Espesor de la cuchilla)	0.002[m]
Dcubo (Diámetro del eje en el compresor)	0.017[m]

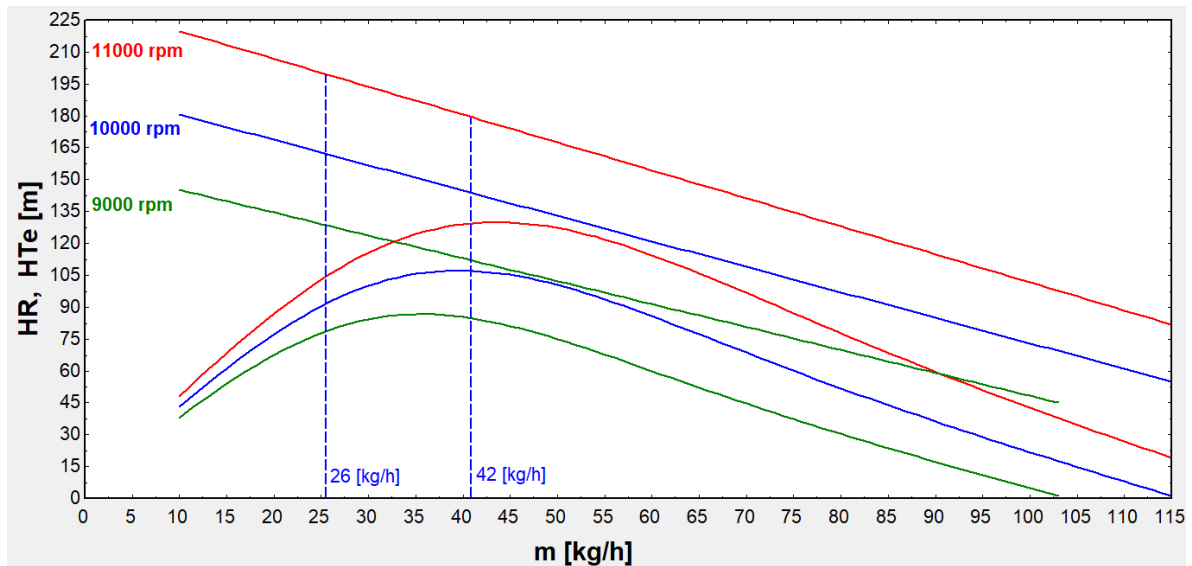
D1difusor (Diámetro de entrada al difusor)	0.084[m]
D2difusor (Diámetro de salida del difusor)	0.125[m]
D1 Voluta (Diámetro entrada a la voluta)	0.032[m]
D2 Voluta (Diámetro salida de la voluta)	0.043[m]
Bimp (Altura del rodete)	0.03[m]
Lmer (Longitud de una cuchilla)	0.043[m]
S (Espacio entre cuchillas)	0.008[m]
Z (Numero de cuchillas)	16[-]
Beta (Angulo de entrada)	33[°]
Beta 2(Angulo de salida)	120[°]

5.3.1 Curva teórica y real de la unidad seleccionada

Como se realizó anteriormente en el modelamiento matemático se lleva a cabo un análisis teórico y real a 3 velocidades de giro diferentes para ver el desempeño como se muestra a continuación

Figura 15

Cabeza teórica HTE y real HR vs flujo masico m.

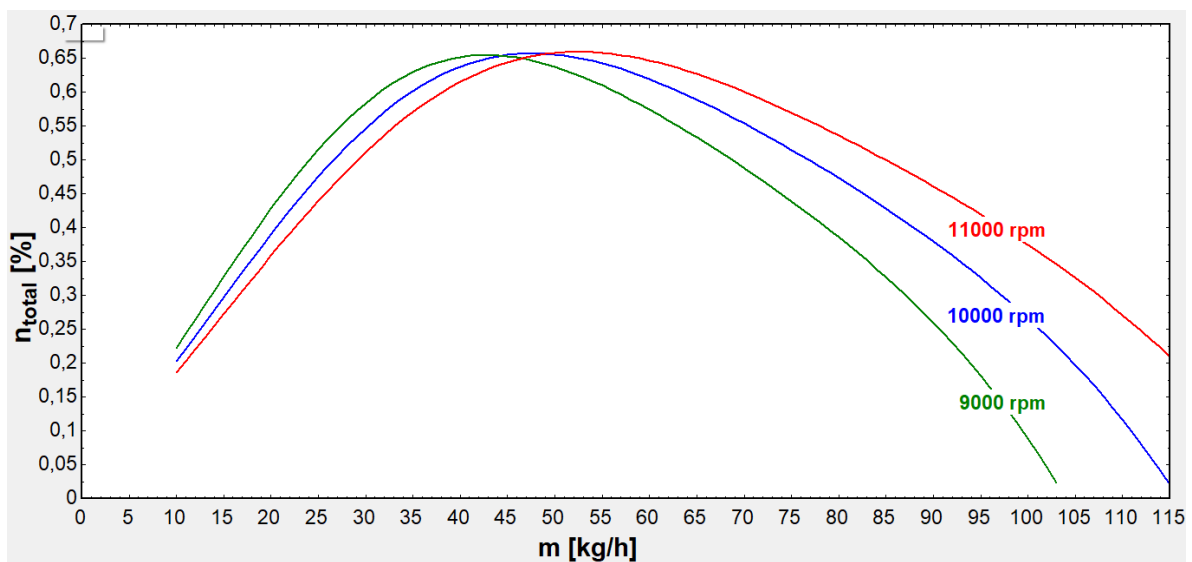


5.3.2 Eficiencia vs flujo másico

Con el objetivo de analizar en qué punto debe operar el compresor se realizan las curvas de eficiencia total del compresor contra flujo másico

Figura 16

Eficiencia ntotal vs flujo masico m.

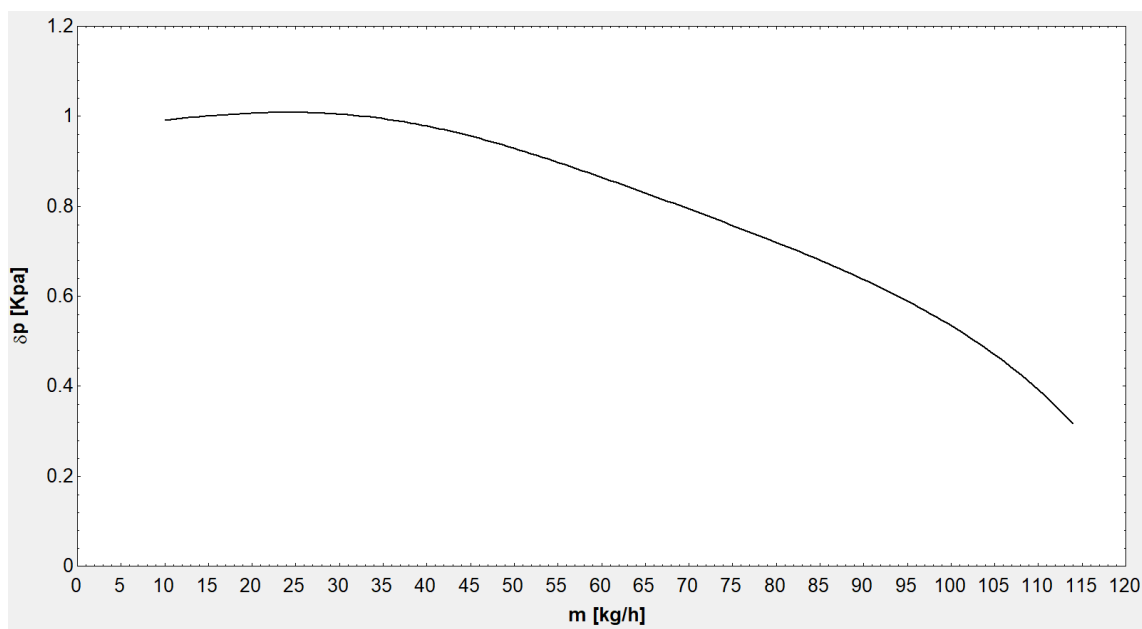


5.3.3 Diferencia de presión vs flujo másico

Otro análisis importante de analizar es la presión que desarrolla el turbocompresor respecto a la presión de evaporación local de la ciudad de Bucaramanga de 96 [Kpa] ya que al conocer la presión de salida se obtiene la temperatura de saturación de presión de alta a la descarga que será la usada para todos los cálculos de transferencia de calor en el proceso de condensación y el diseño del evaporador-condensador, para eso se grafica el comportamiento del delta de presión en función del flujo másico

Figura 17

Diferencia de presión dp vs flujo masico m .



6. Modelamiento evaporador-condensador

El evaporador-condensador es un dispositivo que tiene la capacidad de utilizar el flujo de calor obtenido en el proceso de condensado como fuente de energía para realizar el proceso

de evaporación, para esto es necesario hacer un proceso de compresión mecánica del vapor por medio del compresor centrífugo que fue previamente seleccionado.

Para el diseño de este dispositivo se realizaron las siguientes etapas:

6.1 Análisis termodinámico

En los cálculos termodinámicos y de transferencia de calor se hicieron las siguientes suposiciones y se definieron algunos parámetros de entrada:

1. Se despreciaron las pérdidas de presión en las tuberías del intercambiador de calor.
2. Se despreciaron las pérdidas de transferencia de calor con el medio ambiente, se asumió un intercambiador de calor completamente aislado.
3. Se asume que el fluido entra al evaporador-condensador con la temperatura de saturación a la presión atmosférica de 98.5 °c.
4. Se toman los datos de presión de condensación y temperatura de condensación obtenidos en la selección del compresor.
5. Se asume con el ánimo de hacer un cálculo conservador que la cantidad energía que se extrae en el proceso de condensación corresponde solo al cambio de fase y se desprecia el calor producido por el sobrecalentamiento en el compresor

En la siguiente ilustración se muestra un esquema adimensional del evaporador condensador en el que se basaron todos los cálculos termodinámicos.

Figura 18

Esquema del sistema general.

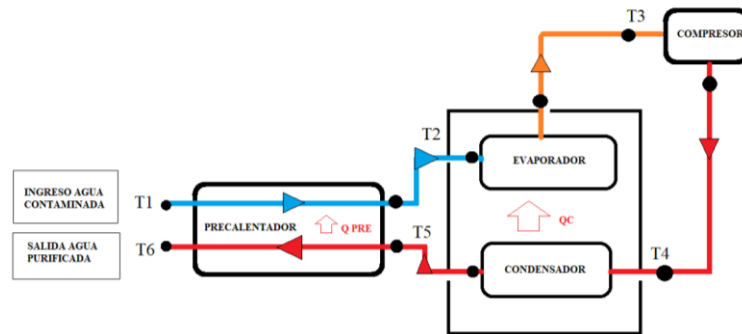


Figura 19

Diagrama T-S proceso termodinámico.

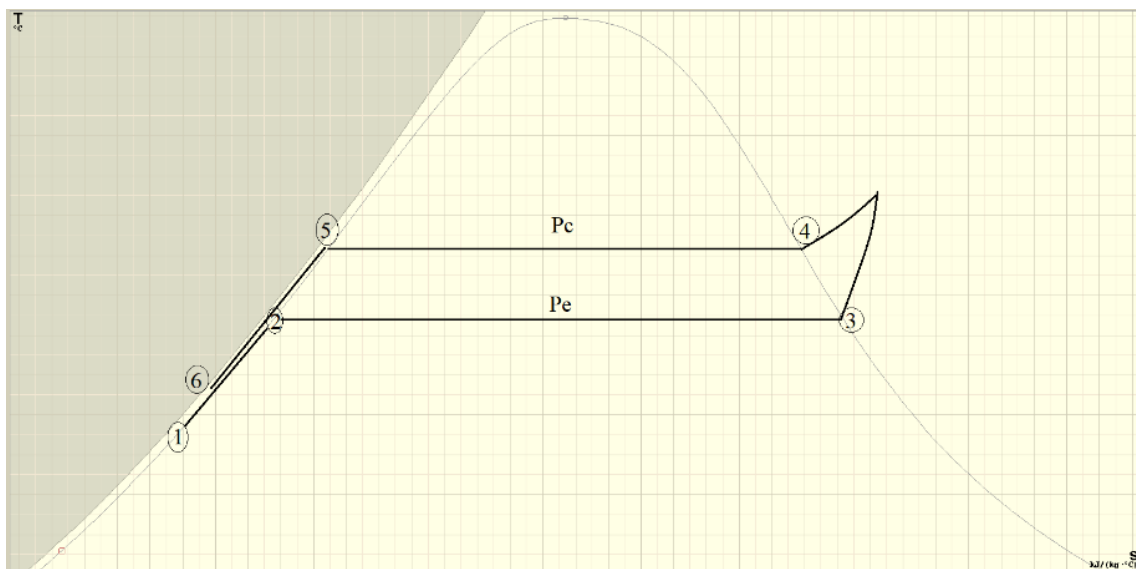


Tabla 12

Variables de entrada.

Variable	Medida
Flujo másico	26 [Kg/h]
Presión atmosférica	96[Kpa]

Presión de condensación	96.94[Kpa]
Temperatura de evaporación	98.5 [°c]
Temperatura de condensación	100.5 [°c]

En base a los parámetros de entrada que se fijan en base al compresor seleccionado, se calculan las propiedades termodinámicas necesarias para hacer el balance termodinámico.

Tabla 13

Estados termodinámicos.

Estado	Propiedad	Propiedades usadas
2	Entalpia h2	P=patm, x=0
3	Entalpia h3	P=patm, x=1
4	Entalpia h4	P=Pc, x=1

Una vez definidos los estados se hace el balance de energía para conocer la cantidad de energía Q2 que se produce en el proceso de evaporación mediante:

Ecuación 16

Balance de energía en el evaporador.

$$Q2 = m * (h3 - h2)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Michael A. Boles. Termodinámica 7 ed. McGraw-Hill (2012).

Donde:

1. Q2=Calor transferido en el evaporador condensador en el proceso de evaporación

2. m =Flujo másico de $26 \left[\frac{kg}{h}\right]$ el cual es el elegido en las curvas de rendimiento del compresor.

Al conocer la cantidad de calor Q_2 se puede obtener el estado del agua a la salida del condensador mediante el balance de energía del fluido caliente:

Ecuación 17

Balance de energía en el condensador.

$$q_2 = m * (h_4 - h_5)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Michael A. Boles. Termodinámica 7 ed. McGraw-Hill (2012).

Tabla 14

Estados termodinámicos fluido caliente.

Estado	Propiedad	Propiedades usadas	Valor
5	Calidad	$P=P_c, h=h_5$	0
5	Temperatura T_5	$P=P_c, h=h_5$	$98.6 [^{\circ}C]$
5	Entalpia h_5	Del balance de energía	$413.1 \left[\frac{Kj}{kg}\right]$

De lo que se concluye que la energía para evaporar es la equivalente de la de condensar el fluido, más enfriarlo de la temperatura de condensación de 100.5 a $98.6 [^{\circ}C]$.

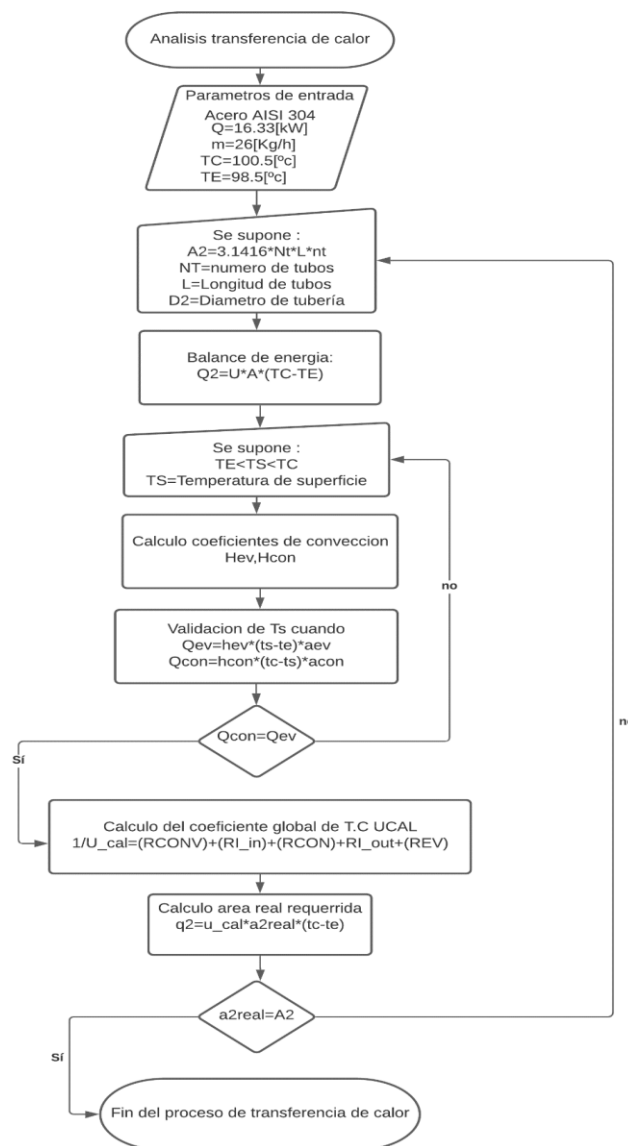
6.2 Análisis de transferencia de calor

Para el análisis de transferencia de calor en el evaporador- condensador se tomó como referencia para todos los cálculos de coeficientes de convección Ashrae Fundamentals 2017 y Transferencia de calor y masa (Cengel). Primero se define la diferencia de temperaturas como la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de evaporización del

sistema y el calor a transferir, el calculado en el análisis termodinámico. En primer lugar, se define la secuencia de operaciones que se deben hacer para poder obtener el área de transferencia como se muestra en el siguiente diagrama de flujo.

Figura 20

Diagrama de flujo para cálculo de área de transferencia en el evaporador condensador.



6.2.1 Cálculo de transferencia de calor

Como se muestra en el diagrama de flujo el coeficiente global de energía tiene relación directa para poder calcular el área necesaria para poder transferir 16.33 [Kw] esta relación matemática necesita saber los coeficientes de transferencia de calor por convección tanto en el interior de los tubos como en el exterior, de conducción a través del material elegido y los coeficientes por incrustación que hace referencia a las sales, lodos o impurezas que pueden quedar incrustados en los tubos con el paso del tiempo y hacen que la transferencia de calor se disminuya.

Ecuación 18

Calculo coeficiente transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_{cal}} = \left(\frac{do}{di * h_{con}} \right) + \left(do * \frac{rsi}{di} \right) + \left(\frac{do * \ln \left(\frac{do}{di} \right)}{2 * k_{mat}} \right) + rso + \left(\frac{1}{hev} \right)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Donde:

Do=Diámetro externo de la tubería

Di=Diámetro interno de la tubería

Kmat=Conducción acero AISI 304 a una temperatura de superficie

1. Coeficiente de condensación al interior de tubos horizontales

Para la condensación en el interior de tubos dispuestos de manera horizontal se utiliza la siguiente relación, cada una de las propiedades se muestra las propiedades necesarias para calcularlas en la tabla posterior:

Ecuación 19

Coefficiente condensación tubos horizontles.

$$h_{con} = 0.555 * \left(\left(\frac{g * \rho_{l_{con}} * (\rho_{l_{con}} - \rho_{v_{con}}) * k_{l_{con}}^3}{\mu_{l_{con}} * (t_c - t_s)} \right) * \left(h_{fg_{con}} + \left(\frac{3}{8} * (c_{pl} * (t_c - t_s)) \right) \right) \right)^{0.25}$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

donde:

Tabla 15

Propiedades termodinámicas coeficiente de condensación.

Variable	Propiedad	Propiedades usadas
T _c	Temperatura condensación	P=P _c =1
G	Gasto	G=m/At
$\rho_{l_{con}}$	Densidad de liquido	T=T _c , x=0
$\rho_{v_{con}}$	Densidad de vapor	T=T _c , x=1
$h_{fg_{con}}$	Entalpia de vaporización	T=T _c
$k_{l_{con}}$	Conductividad del liquido	T=T _c , x=0

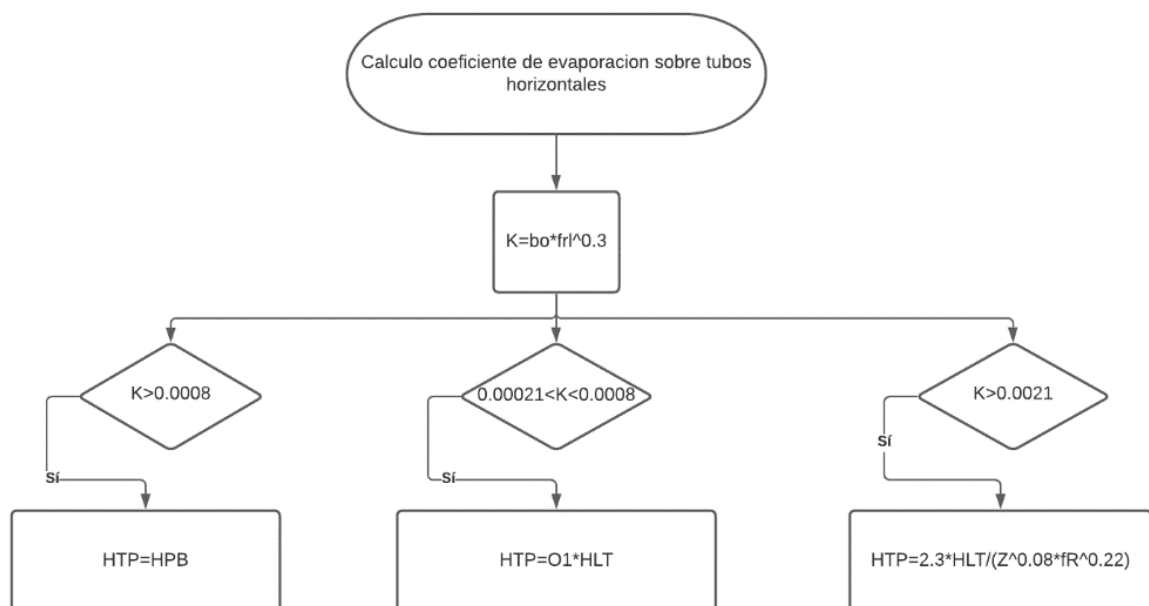
C_{pl}	Cp. de liquido	$T=T_c, x=0$
Mul_{con}	Viscosity	$T=T_c, x=0$

2. Coeficiente de evaporación al exterior de tubos horizontales

Para el coeficiente de evaporación en tubos horizontales FUNDAMENTALS ASHRAE 2017 calcula una relación matemática que llamaremos K la cual se usa para saber la región en la que se encuentra el fluido y así usar la manera adecuada para hallar el coeficiente de evaporación como se muestra a continuación en el siguiente diagrama de flujo

Figura 21

Diagrama de flujo para el cálculo coeficiente de evaporación sobre tubos horizontales.



Una vez calculada la variable K como se calcula el coeficiente de evaporización usando las relaciones de la siguiente tabla:

Tabla 16

Relaciones coeficiente de evaporación.

Relaciones calculo Hev
$hev = \frac{2.3 * hlt}{z^{0.08} * frl^{0.22}}$

Nota. Tomado de ASHRAE Handbook (2016).

$$hlt * \frac{d2}{kf} = 0.21 * \left(\frac{ga * d2}{muf} \right)^{0.62} * pr_l^{0.4}$$

Nota. Tomado de ASHRAE Handbook (2016).

$$z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} * Pr_l^{0.4}$$

Nota. Tomado de ASHRAE Handbook (2016).

Donde las propiedades necesarias fueron calculadas de la siguiente manera:

Tabla 17

Propiedades termodinámicas coeficiente de evaporación.

Variable	Propiedad	Propiedades usadas
Tc	Temperatura condensación	P=Pc=1
G	Gasto	G=m/At
$rho_{l_{con}}$	Densidad de liquido	T=Tc, x=0
$rho_{v_{con}}$	Densidad de vapor	T=Tc, x=1

hfg_{con}	Entalpia de vaporización	$T=T_c$
kl_{con}	Conductividad del liquido	$T=T_c, x=0$
Cpl	Cp. de liquido	$T=T_c, x=0$
Mul_{con}	Viscosity	$T=T_c, x=0$

Por último, en el proceso de cálculos de transferencia de calor es necesario definir los factores de incrustación tanto al interior como al exterior del evaporador-condensador, para esto es necesario definir el tipo de proceso, el fluido que se usa y la temperatura a la que se trabaja. En este caso se trata de agua para condensar y evaporar por lo que se toman los siguientes valores.

Tabla 18

Factores de incrustación.

Fouling Resistances For Water

Temperature Of Heating Medium	Up To 240 ° F		240 to 400 ° F	
Temperature Of Water	125 ° F		Over 125 ° F	
Condensate	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated Boiler Feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler Blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

7. Modelamiento precalentador

Una vez desarrollado el proceso termodinámico y de transferencia de calor en el evaporador condensador, se realiza un proceso similar para el precalentador, ya que también

se usa un intercambiador de coraza y tubos, a continuación, se presentan los parámetros de entrada usados para el diseño del dispositivo precalentador.

Tabla 19

Variables de entrada en el precalentador.

Variable	Medida
Flujo másico	26 [Kg/h]
Presión atmosférica	96[Kpa]
Presión de condensación	96.94[Kpa]
Temperatura 5	98.6 [°c]

7.1 Modelo termodinámico

En base a las variables de entrada se calcula la cantidad necesaria de calor que se necesita para que el fluido frío pase de temperatura ambiente a la temperatura de evaporación de la presión atmosférica y de ese punto entre al evaporador condensador

Ecuación 20

Balance de energía fluido frío.

$$q_{pre} = m * (h_2 - h_1)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Michael A. Boles. Termodinámica 7 ed. McGraw-Hill (2012).

A partir del valor de calor en el precalentador se a calcular la temperatura a la salida del fluido caliente mediante

Ecuación 21

Balance de energía fluido caliente.

$$q_{pre} = m * (h_5 - h_6)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Michael A. Boles. Termodinámica 7 ed. McGraw-Hill (2012).

Donde:

Tabla 20

Estados termodinámicos en el precalentador.

Estado	Propiedad	Propiedades usadas
1	Entalpia h1	P=patm, t=25
3	Entalpia h2	P=patm, x=0
5	Entalpia h5	P=Pc, t=98.6

Dando como resultado que la temperatura en el estado 6 sea de 25.3 [°c], una vez terminado el análisis termodinámico se procede a hacer el análisis de transferencia de calor.

7.2 Transferencia de calor

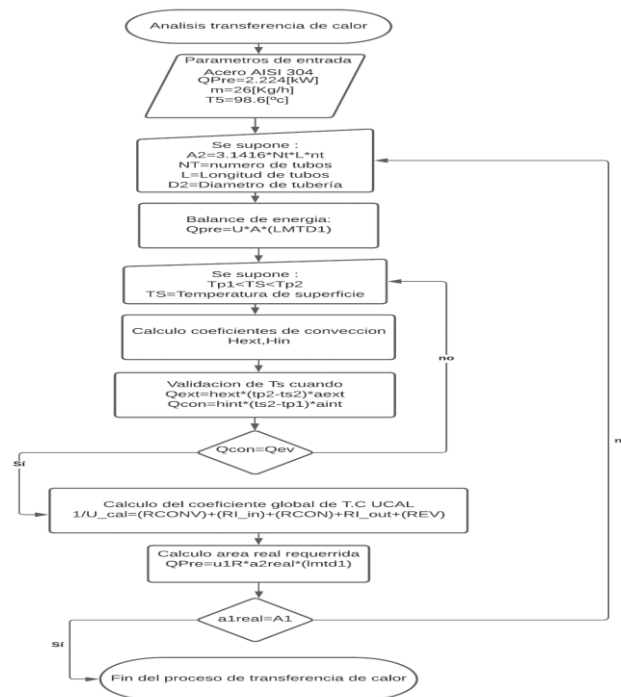
Para el análisis de transferencia de calor se dispone de un banco de tubos dispuestos de manera horizontal. Para este caso el fluido caliente recorre la superficie exterior de los tubos y el frio la interior de los tubos. Por último, para calcular el área efectiva de transferencia de calor se sigue el siguiente proceso.

7.2.1 Calculo de transferencia de calor

Como se muestra en el diagrama de flujo el coeficiente global de energía tiene relación directa para poder calcular el área necesaria para poder transferir 2.224 [Kw] en el caso del precalentador necesitamos hallar los coeficientes de calor al interior y exterior del banco de tubos y definir la diferencia media logarítmica que rige el sistema, que se calcula en base a los resultados del análisis termodinámico. Una vez más la relación que rige el coeficiente de transferencia de calor es:

Figura 22

Diagrama de flujo para cálculo de área de transferencia en el precalentador.



Ecuación 22

Coefficiente transferencia de calor en el precalentador.

$$\frac{1}{U_{cal}} = \left(\frac{do}{di * hin} \right) + \left(do * \frac{rsi}{di} \right) + \left(\frac{do * \ln \left(\frac{do}{di} \right)}{2 * k_{mat}} \right) + rso + \left(\frac{1}{hext} \right)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

3. Análisis convección forzada al interior del tubo

Para conocer la relación adecuada necesaria para hallar el coeficiente de convección del fluido frío, se debe conocer en su totalidad el estado del fluido, esto hace referencia a determinar si el fluido está desarrollado térmicamente e hidráulicamente, esto se hace mediante el cálculo del número de Graetz. Donde todas las propiedades se hallan a una temperatura promedio entre la entrada y salida del fluido

Ecuación 23

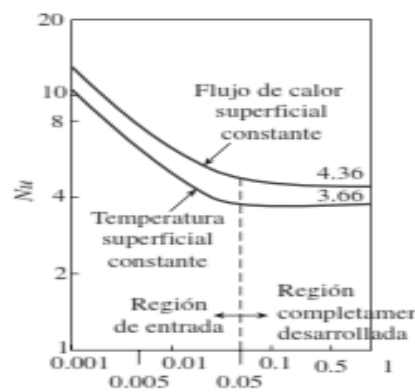
Cálculo del número de Graetz.

$$GR = \frac{l1}{d1} \frac{1}{re_{in} * pr_{in}}$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Figura 23

Convección forzada al interior del tubo.



Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Una vez ubicada en que región se encuentra el fluido se busca la relación del número de Nusselt que nos permita calcular el coeficiente de convección interno, donde nuevamente todas las propiedades son calculadas a la temperatura promedio TP1

Ecuación 24

Correlación de Nusselt con el coeficiente de convección interno.

$$nus1 = \frac{hin * d1}{k1}$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Ecuación 25

Correlación de Nusselt para fluido en región de desarrollo.

$$nus1 = 3.66 + \left(\frac{0.065 * \left(\frac{d1}{l1}\right) * re_{in} * pr_{in}}{1 + \left(0.04 * \left(\left(\frac{d1}{l1}\right) * re_{in} + pr_{in}\right)^{\frac{2}{3}}\right)} \right)$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

4. Análisis convección forzada al exterior del tubo

Ecuación 26

Correlación de Nusselt con el coeficiente de convección externo.

$$nus2 = \frac{h_{ext} * d_o}{k_2}$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Ecuación 27

Correlación de Nusselt para fluido en región de desarrollo.

$$nus2 = 0.52 * re_{ext}^{0.5} * pr_{ext}^{0.36} * \left(\frac{pr_{ext}}{pr_s} \right)^{0.25}$$

Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

8. Diseño en detalle del sistema

8.1 Diseño en detalle evaporador condensador

Para el diseño se toma como material de apoyo la norma TEMA y diseño de cálculo de recipientes a presión (León 2001) para el diseño y cálculo de recipientes a presión. Se pretende especificar la geometría de las tapas, asientos, espesores de la coraza y tubos, tomando como referencia la presión entregada por la unidad compresora, de modo que pueda resistir el recipiente según las reglas de diseño ASME.

8.1.1 Distribución de tubos

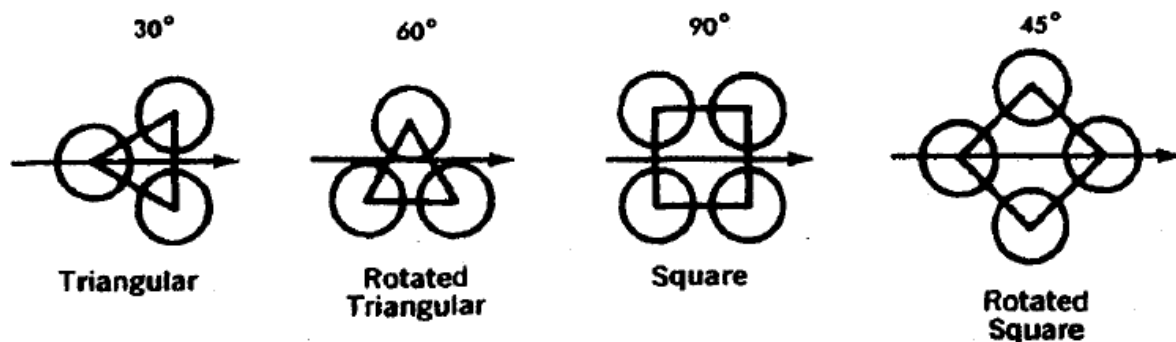
En este apartado se define el tipo de arreglo estándar, donde se definirá el tipo de arreglo y la distancia entre centros correspondiente para el diseño.

5. Tipo de arreglo

La siguiente figura ilustra los arreglos estándar para la configuración de tubos.

Figura 24

Tipos de arreglos.



Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Se elige la opción de 90° para la distribución de tubos del evaporador condensador. En lo que respecta al mantenimiento, permite limpiar la suciedad debido al área libre del espacio entre tubos, proporcionando el paso libre del flujo.

6. Distancia entre centros

Los tubos deben estar espaciados con una distancia mínima entre centro y centro 1,25 veces el diámetro exterior del tubo. Por criterios de construcción, se corrige la separación de los tubos tomando como criterio 10mm entre las superficies externas de los tubos.

Ecuación 28

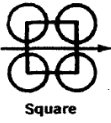
Paso entre tubos.

$$Dt = 1,25 * Dext$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Tabla 21

Distribución de tubos en el evaporador condensador.

Nombre	Valor	Configuración
Dext Diámetro exterior del tubo	26,4 [mm]	90°
Dt Distancia entre tubos	33 [mm]	
Dt corregido	40,4[mm]	

8.1.2 Calculo espesor de coraza

Para obtener el espesor de la coraza, se asume un diámetro interno como dato de entrada, donde se obtiene un espesor mínimo para un diámetro dado. A continuación, en la siguiente tabla se especificará el espesor mínimo recomendado.

Tabla 22*Espesores mínimos para la coraza.*

MINIMUM SHELL THICKNESS Dimensions in Inches (mm)					
Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8 (3.2)	(3.2)
8-12 (203-305)	SCH. 30	-		1/8 (3.2)	(3.2)
13-29 (330-737)	SCH. STD	3/8	(9.5)	3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	1/16	(11.1)	1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	1/2	(12.7)	5/16	(7.9)
61-80 (1549-2032)	-	1/2	(12.7)	5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2	(12.7)	3/8	(9.5)

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Para un diámetro interno de la coraza de 600 [mm], se recomienda un espesor mínimo de 4,8[mm].

7. Espesor de porta tubos

Para el cálculo del espesor de la placa de tubos se usa la siguiente ecuación.

Ecuación 29

Espesor porta tubos.

$$T_{ec} = \left(\frac{F * G_{ec}}{3} \right) * \left(\text{sqrt} \left(\frac{P}{n_{ec} * S} \right) \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Ecuación 30

Factor de cálculo espesor porta tubos.

$$n_{ec} = 1 - \left(\frac{0,785}{\left(\frac{\text{pitch}}{d_o}\right)^2} \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Para las siguientes dimensiones, se obtiene un espesor de placa de 12[mm]

Donde:

Tabla 23

Resultados calculo espesor evaporador condensador.

Nombre	Valor
Tec Espesor de la placa	12[mm]
F Placa de tubos fijas	1
Gec Diámetro interno de la coraza	600[mm]
P Presión según tipo de intercambiador	35[psi]
S Esfuerzo a tensión admisible a Psi acero AISI 304	18854[psi]
nec Configuración cuadrada	0,5532
d _o Diametro externo del tubo	30,48[mm]
pitch Distancia entre centros	40,4[mm]

8.1.3 Cálculo de cargas en el evaporador condensador

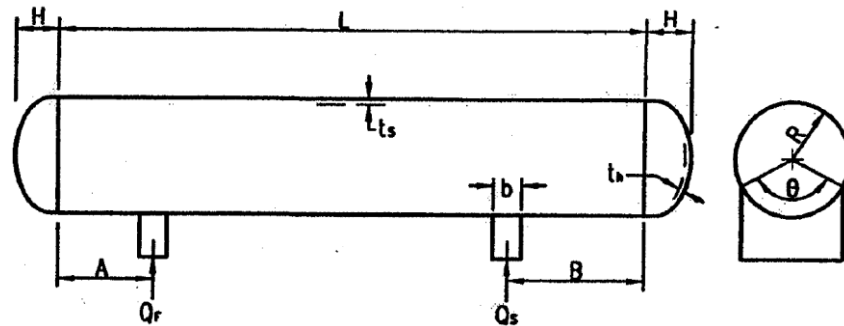
Se asumen las dimensiones iniciales que se encuentran ilustradas en la siguiente figura.

En base a esto, se procede a calcular las cargas del sistema para comprobar si los datos

inicialmente ingresados corresponden al diseño correcto del sistema, sin sufrir algún tipo de fallo.

Figura 25

Dimensionamiento para el cálculo de cargas.



Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Tabla 24

Dimensiones iniciales evaporador condensador.

Nombre	Dimensiones
H= Profundidad de las tapas	250[mm]
A= Distancia del soporte	250[mm]
B= Distancia del soporte	250[mm]
Theta= ángulo del soporte	120[°]
R= Radio interno de la coraza	300[mm]
L= Longitud de la coraza	996[mm]
ts= Espesor de la coraza	2[mm]
th= Espesor de las tapas	2[mm]
b= Espesor del soporte	10 cm

Ecuación 31

Balance de fuerzas.

$$Q_f + Q_s = w$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Ecuación 32

Relación de cargas por simetría.

$$Q_s = Q_f$$

Como cargas w , tenemos el peso del agua y los materiales que constituyen el evaporador condensador.

Ecuación 33

Peso total evaporador condensador

$$w = w_w + w_m$$

Ecuación 34

Peso asociado al agua.

$$w_w = m_w * g$$

Ecuación 35

Peso asociado a los materiales.

$$w_m = (m_{tu} + m_c + m_t) * g$$

Se define la masa como $m = \frac{Q}{\rho}$, donde Q es el caudal $Q = \frac{\pi i}{4} * d^2 * L$ y ρ la densidad para el agua $\rho_{\text{agua}} = 959,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y los materiales del sistema AISI 304 $\rho_{\text{AISI 304}} = 7829 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$.

En la siguiente tabla se muestran los resultados.

Tabla 25

Cargas del evaporador condensador.

Nombre	Dimensiones
Qs	2553[lbf]
Qf	2553[lbf]
w= peso total	22712[lbf]
ww= peso del agua	3647 [lbf]
wm= peso de los materiales	19064 [lbf]
mw= masa del agua	371,8 [kg]
mtu= masa de los tubos	209,9[kg]
mc= masa de la coraza	1706[kg]
mt= masa de las tapas	27,67 [kg]

8.1.4 Esfuerzos

Se plantearán las siguientes ecuaciones de esfuerzos para el diseño del recipiente a presión en general incluyendo los soportes, tomando como referencia los datos usados en el cálculo de cargas. Primero se calcula la tensión de presión S_p debido a la presión interna de diseño.

Tabla 26*Esfuerzo a la tensión generado por presión.*

Nombre	Ecuación	Dimensión
Sp= Tensión de presión	$Sp = \frac{P * R}{2 * ts}$	824.3[Psi]

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Con una presión interna de 35,17[psi]

8. Ecuaciones para el cálculo de la tensión de flexión longitudinal en los soportes**Tabla 27***Esfuerzos en el soporte.*

Nombre	Ecuación
Esfuerzo a tensión en el soporte f	$S1f_{top} = \frac{Qf * \left(1 - \left(\frac{1 - \left(\frac{A}{L} \right) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 * A * L} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) \right)}{k1 * R^2 * ts}$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Esfuerzo a compresión

en el soporte f

$$S1f_{Bottom} = \frac{Qf * \left(1 - \left(\frac{1 - \left(\frac{A}{L} \right) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 * A * L} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) \right)}{k8 * R^2 * ts}$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Esfuerzo a tensión en el
soporte s

$$S1stop = \frac{Qs * \left(1 - \left(\frac{1 - \left(\frac{B}{L} \right) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 * B * L} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) \right)}{k1 * R^2 * ts}$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Esfuerzo a compresión
en el soporte s

$$S1sBottom = \frac{Qs * \left(1 - \left(\frac{1 - \left(\frac{B}{L} \right) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 * B * L} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) \right)}{k8 * R^2 * ts}$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

9. Ecuaciones para el cálculo de tensión en la parte inferior y compresión en la superficie superior

Tabla 28

Esfuerzos en la superficie de la coraza.

Nombre	Ecuación
Tensión en la superficie inferior	$Smf = \frac{\left(\frac{Qf * L}{4} \right) * \left(\left(\frac{1 + \left(2 * \frac{R^2 - H^2}{L^2} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) - \left(\frac{4 * A}{L} \right) \right)}{\pi * R^2 * ts}$
Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).	
Compresión en la superficie superior	$Sms = \frac{\left(\frac{Qs * L}{4} \right) * \left(\left(\frac{1 + \left(2 * \frac{R^2 - H^2}{L^2} \right)}{1 + \left(\frac{4 * H}{3 * L} \right)} \right) - \left(\frac{4 * B}{L} \right) \right)}{\pi * R^2 * ts}$
Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).	

10. Ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos cortantes tangenciales en la coraza sin anillos de refuerzo, bajo la condición $A > R/2$ o $B > R/2$

Tabla 29

Esfuerzos tangenciales.

Nombre	Ecuación
Esfuerzo cortante en f	$S2F = \left(\frac{K2 * Qf}{R * ts} \right) * \left(\frac{L - 2 * A}{L + \left(\left(\frac{4}{3} \right) * H \right)} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>
Esfuerzo cortante en s	$S2S = \left(\frac{K2 * Qs}{R * ts} \right) * \left(\frac{L - 2 * B}{L + \left(\left(\frac{4}{3} \right) * H \right)} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>

11. Cálculos de esfuerzo en la cabeza

Tabla 30

Esfuerzos en la cabeza.

Nombre	Ecuación
Esfuerzo en la cabeza para f	$S2FH = \left(\frac{K4 * Qf}{R * th} \right) + S3FH$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>
Esfuerzo en la cabeza para s	$S2SH = \left(\frac{K4 * Qs}{R * th} \right) + S3SH$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

$$S3FH = \left(\frac{K5 * Qf}{R * th} \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

$$S3SH = \left(\frac{K5 * Qs}{R * th} \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

12. Cálculo de la tensión circunferencial en las sillas sin aros de refuerzo, bajo la condición $L < 8R$

Nombre	Ecuación
Tensión circunferencial del soporte f	$S4F = \left(\frac{Qf}{4 * ts * (be + 1,56 * sqrt(R * ts))} \right) - \left(\frac{12 * k6 * Qf * R}{L * ts^2} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>
Tensión circunferencial del soporte s	$S4S = \left(\frac{Qs}{4 * ts * (be + 1,56 * sqrt(R * ts))} \right) - \left(\frac{12 * k6 * Qs * R}{L * ts^2} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>

13. Tensión circunferencial en la parte inferior de la carcaza

Tabla 31

Esfuerzo a la tensión circunferencial.

Nombre	Ecuación
Tensión circunferencial en la parte inferior para f	$S5F = \left(\frac{K7 * Qf}{ts * (be + 1,56 * sqrt(R * ts))} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>
Tensión circunferencial en la parte inferior para s	$S5S = \left(\frac{K7 * Qs}{ts * (be + 1,56 * sqrt(R * ts))} \right)$ <p>Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).</p>

Se asume un ángulo de 120°, que dará a conocer el valor de las constantes k1, k2, k3, k4, k5, k6, k7, k8, k9 y k10, en la siguiente imagen.

Tabla 32

Constantes k para un ángulo de 120° en el soporte.

VALUES OF CONSTANT K (INTERPOLATE FOR INTERMEDIATE VALUES)										
R	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	K ₉	K ₁₀
120	0.335	1.171	0.319	0.880	0.401		0.760	0.603	0.340	0.053
125	0.361	1.097	0.319	0.801	0.382		0.743	0.646	0.335	0.049
130	0.387	1.022	0.319	0.722	0.362		0.726	0.689	0.330	0.045
135	0.415	0.961	0.319	0.657	0.345		0.712	0.735	0.325	0.041
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327		0.697	0.780	0.320	0.037
145	0.474	0.850	0.319	0.539	0.311		0.685	0.828	0.310	0.035
150	0.505	0.799	0.319	0.485	0.295		0.673	0.876	0.300	0.032
155	0.538	0.756	0.319	0.441	0.281		0.664	0.926	0.295	0.029
160	0.571	0.713	0.319	0.396	0.266		0.654	0.976	0.290	0.026
165	0.607	0.677	0.319	0.359	0.253		0.646	1.028	0.280	0.024
170	0.642	0.640	0.319	0.322	0.240		0.637	1.079	0.270	0.022
175	0.675	0.609	0.319	0.291	0.228		0.631	1.131	0.260	0.020
180	0.718	0.577	0.319	0.260	0.216		0.624	1.183	0.250	0.017

SEE GRAPH ON NEXT PAGE

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

En la siguiente tabla se muestran los valores de cada esfuerzo.

Tabla 33

Esfuerzos calculados en el evaporador condensador.

Nombre	Valor	Nombre	Valor
S1sBottom	47,73	S3FH	344
		S3SH	344
S1fBottom	47,73		
S1stop	85,91	S4F	4805
S1ftop	85,91	S4S	4805
S2F	376,7	S5F	794,6
S2S	376,7	S5S	794,6
S2FH	1099	S _{mf}	47,5
S2SH	1099	S _{ms}	47,5

8.1.5 Condiciones para el diseño de la coraza.

Se deben cumplir las siguientes condiciones para conocer si las dimensiones inicialmente dadas son correctas o presentan inconsistencias en los cálculos realizados en el transcurso del capítulo.

Tabla 34

Condiciones de esfuerzos en el evaporador condensador.

Nombre	Ecuación	valor
Condición 1	$C1t1,0 = smat - (S1ftop + Sp)$	19090
Condición 1	$c1t1,1 = smat - (S1stop + sp)$	19090

Condición 2	$c1c1,0 = smat - (sp - S1fBottom)$	19223
Condición 2	$c1c1,1 = smat - (sp - S1sBottom)$	19223
Condición 3	$cs2,0 = (0,8 * smat) - (S2F)$	15623
Condición 3	$cs2,1 = (0,8 * smat) - (S2s)$	15623
Condición 4	$cs2,2 = (0,8 * smat) - (S2fh)$	14901
Condición 4	$cs2,3 = (0,8 * smat) - (S2sh)$	14901
Condición 5	$cs3,0 = (1,25 * smat) - (S3FH + sp)$	23832
Condición 5	$cs3,1 = (1,25 * smat) - (S3SH + sp)$	23832
Condición 6	$cs4,0 = (1,5 * smat) - (-S4F)$	25195
Condición 6	$cs4,1 = (1,5 * smat) - (-S4s)$	25195
Condición 7	$cs5,0 = (1,5 * smat) - S5F$	29205
Condición 7	$cs5,1 = (1,5 * smat) - S5s$	29205

Nota. Tomado de Tema9TH

(2007).

Donde Smat se define como el esfuerzo del material AISI 304.


8.1.6 Diseño del soporte en el evaporador condensador

Al cumplir las condiciones planteadas en la sección 8.1.5 Se procede a diseñar los soportes con el ángulo elegido 120° para recipientes a presión horizontales, ingresando a la siguiente tabla el diámetro externo del recipiente, donde se conocen las dimensiones del soporte.

Para un diámetro externo de 24[in] tenemos las siguientes magnitudes.

Tabla 35

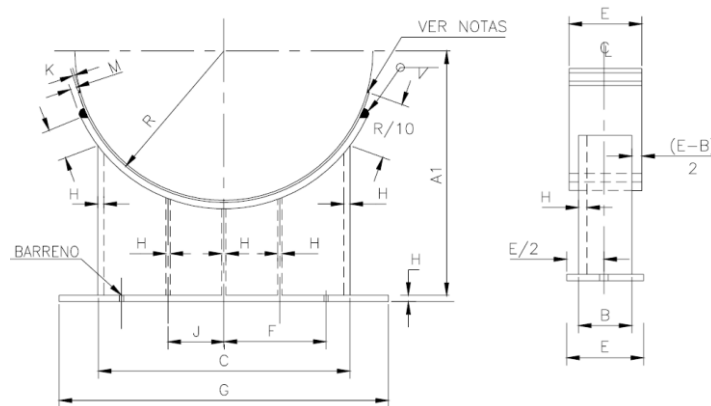
Dimensión soportes tipo silleta.

	SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES		NORMAS													
	TIPO SILLETA. RECIPIENTES DE 24 " A 144" ϕ		FIGURA No. 65													
CARACTERÍSTICAS																
DIAM. RECIPIENTE S	CARGA MÁXIMA SOBRE SOPORTES	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS									PESO DE UN SOPORTE	CANTIDAD DE SOPORTES				
24	3410	A1	B	C	D	E	F	G	H	I	K	DIAMETRO DE TUBO	DIAMETRO DE BARRENO	FILLETE DE	23	1

Nota. Tomado de Diseño y Cálculo Recipientes Sujetos a Presión. Manuel León (2001).

Figura 26

Plano base evaporador condensador.



Nota. Tomado de Diseño y Cálculo Recipientes Sujetos a Presión. Manuel León (2001).

8.1.7 Áreas de entrada y salida del evaporador condensador

Para conocer el diámetro en la entrada y salida del recipiente a presión, se debe tener en cuenta la configuración de los tubos, diámetros, paso entre ellos, la altura libre encima de los tubos de los tubos, si se lleva placa o no y los diámetros del recipiente. Con las siguientes ecuaciones se conocerá el área mínima de entrada o salida del evaporador condensador.

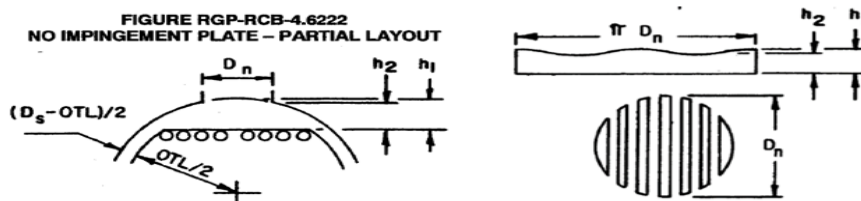
Tabla 36

Áreas de entrada y salida del evaporador condensador.

Nombre	Ecuación
$A_s = \text{Área de entrada y salida}$	$A_s = \pi i * D_n * h + F1 * \left(\frac{\pi i}{4} * D_n^2\right) * \frac{P_t - D_t}{F2 * P_t}$
$h = \text{Altura libre media encima de los tubos}$	$h = 0,5 * (h_1 + h_2)$
$h_2 = \text{Mínima altura libre al borde de } A_s$	$h_2 = h_1 - 0,5 * (D_s - (D_s^2 - D_n^2)^{0,5})$
	Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Figura 27

Área de entrada y salida evaporador condensador.



Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

A continuación, se tienen las dimensiones y los factores asociados al arreglo de tubos del evaporador condensador.

Tabla 37

Dimensiones cálculo áreas entrada y salida del evaporador condensador.

Nombre	Dimensiones
F1= Factor sin placa de impacto	1

F2= Factor que indica el tipo de paso y configuración	1
Ds= Diámetro interno de la coraza	600[mm]
OTL= Diámetro hasta el último tubo del arreglo	566[mm]
Dt= Diámetro exterior del tubo	26,4[mm]
Pt= Paso entre tubos	40,4[mm]
alt= Altura de los tubos desde el centro	195,7[mm]

Obteniendo como resultado el diámetro de entrada y salida “Dn” de 3 pulgadas.

Tabla 38

Áreas entrada y salida evaporador condensador.

Nombre	Dimensiones
Dn	3[in]
As	0,024[m ²]
h	105[mm]
h2	104[mm]

8.2 Diseño en detalle precalentador

En el diseño del precalentador, se toma la misma referencia bibliográfica del evaporador condensador para un intercambiador de calor de coraza y tubos.

8.2.1 Configuración

Se elige la misma configuración del evaporador condensador DE 90°.

14. Distancia entre centros

Los tubos deben estar espaciados con una distancia mínima entre centro y centro 1,25 veces el diámetro exterior del tubo. Por criterios de construcción, se corrige la separación de los tubos tomando como criterio 10mm entre las superficies externas de los tubos

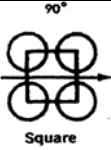
Ecuación 36

Paso diametral precalentador.

$$Dt_{pre} = 1,25Dext$$

Tabla 39

Arreglo de tubos precalentador.

Nombre	Valor	Configuración
Dext Diámetro exterior del tubo	26,4 [mm]	
Dt Distancia entre tubos	33 [mm]	
Dt corregido	40,4[mm]	

8.2.2 Espesor coraza precalentador

Se asume un diámetro interno de 220[mm] como dato de entrada, donde se obtiene un espesor mínimo para un diámetro dado. A continuación, en la siguiente tabla se especificará el espesor mínimo recomendado.

Tabla 40*Espesor coraza precalentador.*

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8	(3.2)
8-12 (203-305)	SCH. 30	-		1/8	(3.2)
13-29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)		3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	7/16 (11.1)		1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)		5/16	(7.9)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)		5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)		3/8	(9.5)

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Espesor porta tubos

Para el cálculo del espesor de la placa de tubos se usa la siguiente ecuación.

Ecuación 37

Espesor porta tubos precalentador.

$$T_{pre} = \left(\frac{F * G_{ec}}{3} \right) * \left(\text{sqrt} \left(\frac{P}{n_{ec} * S} \right) \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Ecuación 38

Factor calculo espesor porta tubos en el precalentador.

$$n_{pre} = 1 - \left(\frac{0,785}{\left(\frac{pitch}{do} \right)^2} \right)$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Para las siguientes dimensiones se obtiene un espesor de la placa porta tubos de 5[mm]

Tabla 41

Resumen dimensiones precalentador.

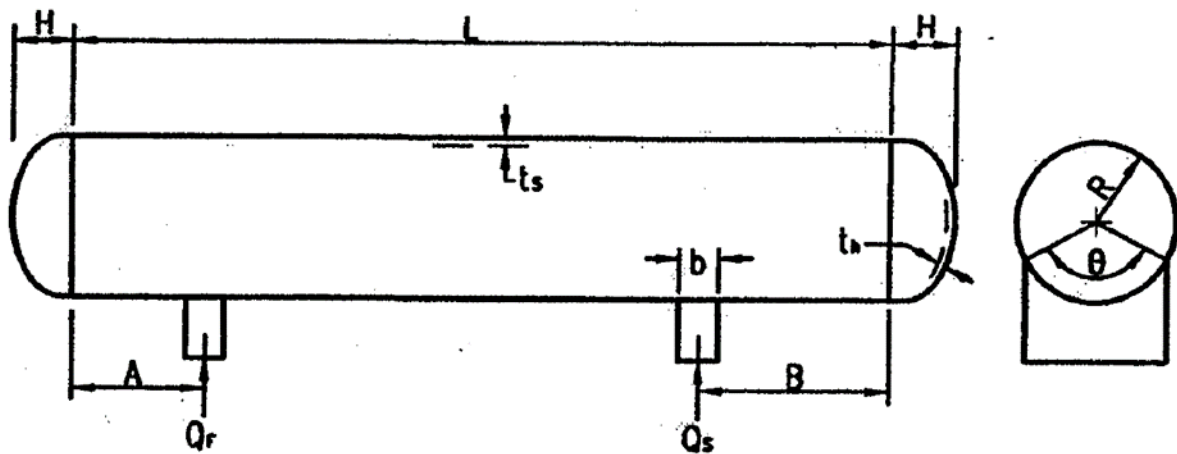
Nombre	Valor
Tec Espesor de la placa	5[mm]
F Placa de tubos fijas	1
Gec Diámetro interno de la coraza	220[mm]
P Presión según tipo de intercambiador	35[psi]
S Esfuerzo a tensión admisible a Psi acero AISI 304	18854[psi]
nec Configuración cuadrada	0,5532
do Diametro externo del tubo	30,48[mm]
pitch Distancia entre centros	40,4[mm]

8.2.3 Cálculo de cargas en el precalentador

Se suponen las dimensiones iniciales que se encuentran ilustradas en la siguiente figura. En base a esto, se procede a calcular las cargas del sistema para comprobar si los datos inicialmente ingresados corresponden al diseño correcto del sistema, sin sufrir algún tipo de fallo.

Figura 28

Dimensionamiento para el cálculo de cargas precalentador.



Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Tabla 42

Dimensiones precalentador cálculo de cargas.

Nombre	Dimensiones
H= Profundidad de las tapas	200[mm]
A= Distancia del soporte	40[mm]
B= Distancia del soporte	40[mm]
Theta= ángulo del soporte	120
R= Radio interno de la coraza	170[mm]
L= Longitud de la coraza	500 [mm]
ts= Espesor de la coraza	2[mm]
th= Espesor de las tapas	2[mm]
b= Espesor del soporte	5 cm

Balance de fuerzas

Ecuación 39

Balance de fuerzas precalentador.

$$Qr_{pre} + Qs_{pre} = w_{pre}$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Ecuación 40

Relación de cargas por simetría en el precalentador.

$$Qs_{pre} = Qf_{pre}$$

Como cargas w , tenemos el peso del agua y los materiales que constituyen el evaporador condensador.

Ecuación 41

Peso asociado al precalentador.

$$w_{pre} = ww_{pre} + wm_{pre}$$

Ecuación 42

Peso asociado al agua dentro del precalentador.

$$ww_{pre} = mw_{pre} * g$$

Ecuación 43

Peso asociado a los materiales del precalentador.

$$wm_{pre} = (mtu_{pre} + mc_{pre} + mt_{pre}) * g$$

Se define la masa como $m=Q/\rho$, donde Q es el caudal $Q=\pi/4*d^2*L$ y ρ la densidad para el agua $\rho_{\text{agua}}=959,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y los materiales del sistema AISI 304 $\rho_{\text{ag}}=7829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. En la siguiente tabla se muestran los resultados.

Tabla 43

Cargas precalentador.

Nombre	Dimensiones
Qs	888.3[lbf]
Qf	888.3[lbf]
w= peso total	7903[lbf]
ww= peso del agua	759.1 [lbf]
wm= peso de los materiales	7144 [lbf]
mw= masa del agua	77.38 [kg]
mtu= masa de los tubos	36.63[kg]
mc= masa de la coraza	679.8[kg]
mt= masa de las tapas	11.81 [kg]

8.2.4 Esfuerzos

Se plantearán las siguientes ecuaciones de esfuerzos para el diseño del recipiente a presión en general incluyendo los soportes, tomando como referencia los datos usados en el cálculo de cargas. Primero se calcula la tensión de presión S_p debido a la presión interna de diseño.

Tabla 44*Esfuerzos a tensión por presión en el precalentador.*

t	Ecuación	Dimensión
Sp= Tensión de presión	$Sp = \frac{P * R}{2 * ts}$	2638[Psi]

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Para el cálculo de los esfuerzos se usan las mismas ecuaciones de la sección 8.1.4 Ecuaciones que permiten el conocer la tensión de flexión longitudinal en los soportes, los esfuerzos cortantes tangenciales en la coraza sin anillos de refuerzo, la tensión en la parte inferior y compresión en la superficie superior, la tensión circunferencial en las sillas sin aros de refuerzo y esfuerzo en la cabeza. En la siguiente tabla se conocerán los valores de los esfuerzos.

Tabla 45*Esfuerzos en el precalentador.*

Nombre	Valor	Nombre	Valor
S1sBottom	154,1	S3FH	422,4
S1fBottom	154,1	S3SH	422,4
S1stop	277,3	S4F	7791
S1ftop	277,3	S4S	7791
S2F	666,9	S5F	1209
S2S	666,9	S5S	1209
S2FH	1350	Smf	62,21

S2SH	1350	Sms	62,21
------	------	-----	-------

8.2.5 Condiciones para el diseño de la coraza.

Se deben cumplir las siguientes condiciones para conocer si las dimensiones inicialmente dadas son correctas o presentan inconsistencias en los cálculos para el diseño de la coraza en el precalentador.

Tabla 46

Condiciones de esfuerzos en el precalentador.

Ecuación	valor
$c1t1,0 = smat - (S1ftop + Sp)$	18788
$c1t1,1 = smat - (S1stop + sp)$	18788
$c1c1,0 = smat - (sp - S1fBottom)$	19222
$c1c1,1 = smat - (sp - S1sBottom)$	19222
$cs2,0 = (0,8 * smat) - (S2F)$	15333
$cs2,1 = (0,8 * smat) - (S2s)$	15333
$cs2,2 = (0,8 * smat) - (S2fh)$	14650
$cs2,3 = (0,8 * smat) - (S2sh)$	14650
$cs3,0 = (1,25 * smat) - (S3FH + sp)$	23643
$cs3,1 = (1,25 * smat) - (S3SH + sp)$	23643
$cs4,0 = (1,5 * smat) - (-S4F)$	22209
$cs4,1 = (1,5 * smat) - (-S4s)$	22209
$cs5,0 = (1,5 * smat) - S5F$	28791

$$cs_{5,1} = (1,5 * smat) - S5s \quad 28791$$

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Donde Smat se define como el esfuerzo del material AISI 304.

8.2.6 Diseño del soporte para el precalentador

Al cumplir las condiciones planteadas en el apartado 7.5. Se procede a diseñar los soportes con el ángulo elegido 120° para recipientes a presión horizontales, ingresando a la siguiente tabla el diámetro externo del recipiente, donde se conocen las dimensiones del soporte.

Para un diámetro externo de 8,6[in] tenemos las siguientes magnitudes.

Tabla 47

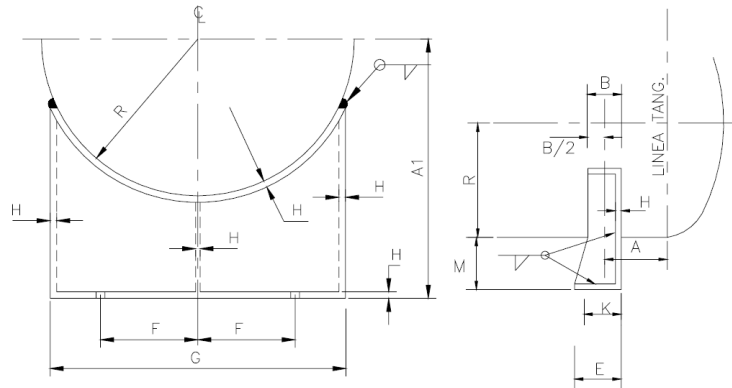
Dimensión soporte precalentador.

	SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES									NORMAS		
	TIPO DE SILLETA RECIPIENTES DE 6" A 20" ϕ										FIGURA No. 64	
DIAMETRO RECIPIENTE "D"	DIMENSIONES EN PULGADAS										DIAMETRO DE BARRENO	PESO DE UNA SILLETA Kgs.
	A1	B	E	F	G	H	K	M	R			
6	9-1/2	1-1/2	3	2	6	1/4	1-3/4	6-3/16	3-5/16	3/4	4.0	
8	9-1/2	1-1/2	3	2	6	1/4	1-3/4	5-3/16	4-5/16	3/4	3.5	
10	11-1/2	1-1/2	3	4	10	1/4	1-3/4	6-1/8	5-3/8	3/4	5.5	
12	11-1/2	1-1/2	3	4	10	1/4	1-3/4	5-1/8	6-3/8	3/4	5.0	
14	13-1/2	1-1/2	3	5-1/4	13-1/2	3/8	1-3/4	6-1/2	7	3/4	11.0	
16	13-1/2	1-1/2	3	5-1/4	13-1/2	3/8	1-3/4	5-1/2	8	3/4	9.5	
18	15-1/2	1-1/2	3	6-1/2	16	3/8	1-3/4	6-1/2	9	3/4	13.5	
20	15-1/2	1-1/2	3	6-1/2	16	3/8	1-3/4	5-1/2	10	3/4	12.5	

Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Figura 29

Plano precalentador.



Nota. Tomado de Diseño y Cálculo Recipientes Sujetos a Presión. Manuel León (2001).

8.2.7 Áreas de entrada y salida en el precalentador

Para conocer el diámetro en la entrada y salida en el recipiente a presión, se debe tener en cuenta la configuración de los tubos, diámetros, paso entre ellos, la altura libre encima de los tubos de los tubos, si se lleva placa o no y los diámetros del recipiente. Con las siguientes ecuaciones se conocerá el área mínima de entrada o salida del evaporador condensador.

Tabla 48.

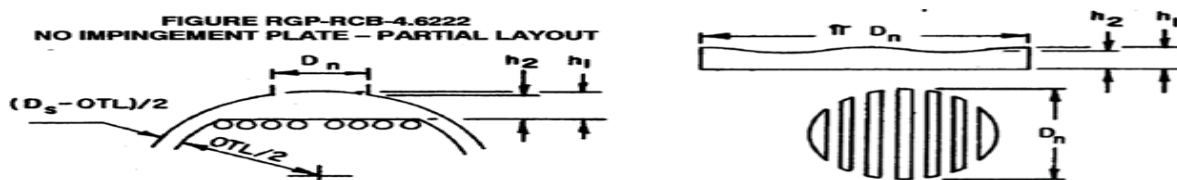
Áreas de entrada y salida precalentador.

Nombre	Ecuación
As= Área de entrada y salida	$As = \pi i * Dn * h + F1 * \left(\frac{\pi i}{4} * Dn^2 \right) * \frac{Pt - Dt}{F2 * Pt}$
h= Altura libre media encima de los tubos	$h = 0,5 * (h1 + h2)$
	Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

$h_2 =$ Mínima altura libre al borde de $h_2 = h_1 - 0,5 * (D_s - (D_s^2 - D_n^2)^{0,5})$
 A_s Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Figura 30

Área de entrada y salida precalentador.



Nota. Tomado de Tema 9TH (2007).

Tabla 49

Dimensionamiento cálculo de áreas entrada y salida precalentador

Nombre	Dimensiones
F1= Factor sin placa de impacto	1
F2= Factor que indica el tipo de paso y configuración	1
Ds= Diámetro interno de la coraza	220[mm]
OTL= Diámetro hasta el último tubo del arreglo	198,8[mm]
Dt= Diámetro exterior del tubo	26,4[mm]
Pt= Paso entre tubos	40,4[mm]
alt= Altura de los tubos desde el centro	74,5[mm]

Se tiene como resultado el diámetro de entrada y salida “Dn” de 2 pulgadas.

Tabla 50

Áreas entrada y salida precalentador.

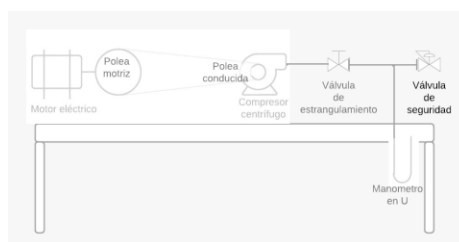
Nombre	Dimensiones
Dn	2[in]
As	0,005[m ²]
h	36,6[mm]
h2	35,5[mm]

9. Sistema de compresión

Para el diseño y construcción del sistema de compresión se diseña y construye un banco de pruebas que permita interactuar con la parte central del proceso MVC, el compresor. Para esto se implementa un manómetro en U que tiene la sensibilidad necesaria para poder captar los pequeños cambios.

Figura 31

Esquema sistema de compresión.



9.1 Sistema de alimentación al compresor

Para de alimentación del compresor se requiere la elección del motor de accionamiento eléctrico y de la transmisión de potencia, para esta aplicación se decidió usar una transmisión por bandas y poleas que permite un bajo mantenimiento y un costo de recambio de piezas extremadamente bajo.

El motor usado es un motor WEG 1 HP, 3600 RPM, 110 - 220V monofásico, semiabierto y el fabricante de correas se eligió JASON que cuenta con sus bandas tipo M la capacidad de trabajar a 10000 rpm sin problemas, a continuación, se muestra el procedimiento para escoger su magnitud distancia entre centros.

Ecuación 44

Calculo distancia entre centros de la transmisión por poleas.

$$c = \left(\frac{(k + 1) * d1}{2} \right) + d2$$

Nota. Tomado de Correas de Transmisión Industrial DUNLOP.

$$C = 298.5 \text{ Distancia entre centros mínima}$$

$$k = 2.8 \text{ Relación de velocidades}$$

$$d1 = 63.5 \text{ mm}$$

Ecuación 45

Calculo diámetro polea conducida.

$$d2 = k * d1$$

$$c1 = 400 \text{ Distancia entre centros elegida por cuestiones de espacio}$$

Ecuación 46

Calculo longitud de la correa.

$$l_p = 2 * c_1 + (1.57 * (d_1 + d_2)) + \left(\frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * c_1} \right) \text{Longitud de la polea}$$

Nota. Tomado de Correas de Transmisión Industrial DUNLOP.

$$L_p = 1187 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene una polea motriz de 2.5 in, una polea conductora de 7 in con una longitud de 1187 mm por lo cual se elije una correa tipo M45 con una distancia entre centros de 400 mm.

9.2 Pruebas en el sistema de compresión

Por último, se realizan pruebas en el sistema de compresión siguiendo los siguientes pasos:

1. Cerrar la válvula a la salida del compresor para poder medir la columna de agua que varía en el manómetro en U

2. Repetir el proceso anterior pero esta vez haciendo variaciones en la succión del compresor con el objetivo de medir presiones de descarga en función del caudal

3. Se miden las velocidades a la salida del compresor con el uso de un anemómetro UT 363 para las mismas variaciones de área que se hicieron en el segundo paso

4. Una vez calculadas las presiones y caudales mencionadas anteriormente se hace un análisis de semejanza para llevar el comportamiento del aire al comportamiento que tendría el compresor con vapor de agua.

9.2.1 Graficas sistema de compresión

Como resultado de las pruebas realizadas en el sistema de compresión se compara la diferencia de presión

Figura 32

Comparación curva característica de presión teórica y real.

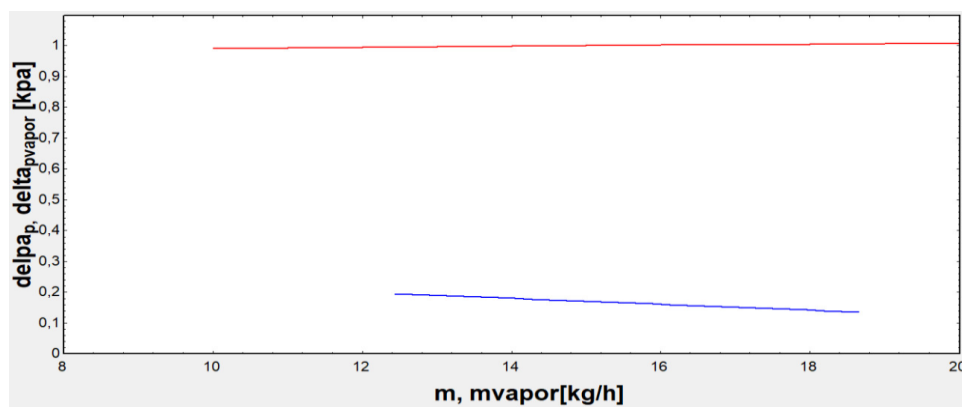
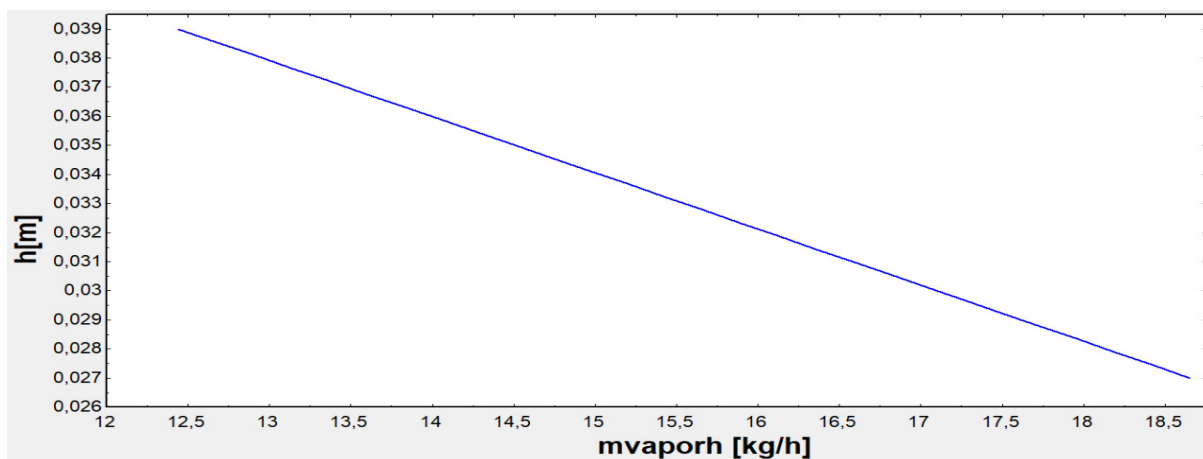


Figura 33

H_{real} vs m_{agua}.



10. Proyección de costos banco de pruebas

Para la proyección de costos del banco se lleva a cabo una investigación en el mercado local, desde el punto de vista de los materiales, como del proceso que requiere para que se construya el sistema dando como resultado el valor de la inversión inicial que debe hacerse, sumando costos tales como el mantenimiento del equipo, la cantidad de energía consumida en un año, entre otros.

Tabla 51

Costos subsistema evaporador-condensador.

Costos evaporador condensador					
					Costo
	Especificaciones	Tipo de material	C/U	Cantidad	total
Laminas	4*8 metros	Acero AISI 304	850000	4	3400000
Porta tubos		Acero AISI 304	700000	2	1400000
Soldadura		Tic	5000	248	1240000
Cortes de plasma			4000	248	992000
Tubos acero inoxidable	Tubo de 6 metros	Acero AISI 304	70000	21	1470000
		Acero AISI			
Soporte		1010	120000	2	240000
					8742000

Tabla 52*Costos subsistema precalentador.*

Costos precalentador					
	Especificaciones	Tipo de material	C/U	Cantidad	Costo total
Laminas	4*8 metros	Acero AISI 304	850000	2	1700000
Porta tubos		Acero AISI 304	700000	2	1400000
Soldadura		Tic	5000	88	440000
Cortes plasma	Orificio		4000	88	352000
Tubos	Tubo de 6 metros	Acero AISI304	70000	7.5	525000
Soporte		Acero AISI1010	120000	2	240000
					8742000

Tabla 53*Costos subsistema de compresión.*

Costos subsistema compresión				
	Especificaciones	Costo unitario	Cantidad	Costo total
Poleas y banda		220000	1	220000
Motor		650000	1	650000
Manómetro en U		160000	1	160000
Válvula estrangulación		85000	1	85000
Bastidor del sistema		350000	1	350000
Compresor centrifugo		700000	1	700000
				2165000

Tabla 54*Costos subsistema de arranque.*

Costos subsistema de arranque				
				Costo
	Especificaciones	Material	C/U	Cantidad total
Resistencia	18 kW		220000	1 220000
		Acero		
Tanque		AISI 304	350000	1 350000
Bomba de alimentación			300000	1 300000
				870000

Tabla 55*Costos subsistema Bastidor.*

Costos Subconjunto Bastidor				
		Tipo de	Costo	Costo
	Especificaciones	material	unitario	Cantidad total
Acero AISI				
Ángulos	1/1/2004	1010	45000	20 900000
Acero AISI				
Tornillería		304	200000	1 200000
Tubería y conexiones			350000	1 350000
				1450000

Tabla 56*Costos de energía.*

Costo de energía Anual	
Bomba y motor	167400
Resistencia	334800
	502200

Tabla 57*Costos materiales.*

Costo materiales	
Evaporador condensador	8742000
Economizador	4657000
Subsistema	870000
Sistema unidad compresora	2165000
Bastidor general	1450000
	17884000

Tabla 58*Costo total.*

Costo general	
Materiales	17884000
Mano de obra	5365200
Mantenimiento	4471000
Energía	502200

Técnico eléctrico	500000
Salario 2 ingenieros	5000000
Transporte personal	1000000
Transporte banco de laboratorio	600000
Asesorías	400000
Costo total	35722400

11. Conclusiones

1. Se diseñó un banco de laboratorios y se implementaron los planos de construcción para la asignatura sistemas térmicos que cumple con la capacidad de purificar con por lo menos 10 kg/ h por medio de la compresión mecánica de vapor. En base al modelo matemático que permitió dimensionar cada uno de los componentes del sistema, desde el punto de vista mecánico, de la transferencia de calor y de la termodinámica, este consiste en dos intercambiadores de coraza y tubos, uno cumple la función de evaporador condensador y el otro de precalentador
2. Se realizó el análisis de costos el cual incluye la inversión inicial de equipos, costos asociados a mano de obra en el proceso construcción, mantenimiento y energía.
3. Se construyó el sistema de compresión mecánica por vapor, que permita al estudiante conocer a fondo su comportamiento con pruebas de aire, posteriormente se realizó una relación aire-vapor.
4. Se realizaron los modelos matemáticos con la ayuda de la herramienta informática EES, mediante su interfaz de tablas paramétricas es posible obtener las diferentes graficas

presentadas a lo largo del proyecto, las cuales permiten analizar las principales características que influyen en el rendimiento del compresor centrífugo (Presión de descarga y RPM).

5. Se incluyó un manual de operación para el correcto funcionamiento del banco de laboratorio, para prevenir cualquier situación de riesgo para los estudiantes, el cual cuenta con el paso a paso para el uso del sistema y las actividades a realizar.

12. Recomendaciones

1. En el sistema de compresión se recomienda la inclusión de un variador de frecuencia en el motor de accionamiento que permita variar la velocidad con el objetivo de cuantificar en la práctica el impacto que tienen las rpm en el desempeño del sistema.
2. En el subsistema de arranque se requiere implementar estrategias de control que permitan regular el nivel de agua dentro del tanque con el propósito de mantener la resistencia eléctrica totalmente sumergida cada vez que se utilice.
3. Con el objetivo de prolongar la vida del compresor, se recomienda añadir un sistema de control que regule el caudal mínimo que entra en la turbomáquina para evitar el problema del surge.
4. Si bien las curvas de rendimiento en el sistema de compresión dieron una tendencia correcta, se aconseja implementar un tubo Pitot para el cálculo de los caudales al momento de realizar los diagramas de cabeza vs caudal.

Referencias bibliográficas

[Anonimo] <https://slideplayer.es/slide/163208/>

ASHRAE, (2016) *Systems and Equipament*.

Belén Aliciardi, M. (2009). *¿Existe una eco-bioética o bioética ambiental?*

Çengel, Y. Michael A. Boles (2012). *Termodinámica* 7 ed. McGraw-Hill.

Corky Bell. (1997) *Maximum boost. Designing, testing and installing Turbocharger Systems*. [Máximo impulso. Diseño, prueba e instalación de sistemas de turbocompresor] Badger meter. <https://www.badgermeter.com/technologies-es/medidores-de-flujo-variable-zona/>.

Dr.Meherwan P. Boyce, P.E. (2003). *Centrifugal Compressors A Basic Guide*. Penn Well Corporation.

DUNLOP.(1993) *Correas de Transmisión Industrial*

Durán Mantilla, Juan Mateo y Mora Garcés, Juan Carlos (2017). *Diseño y construcción de un banco para el análisis del comportamiento de un sistema de refrigeración implementando un mecanismo de control continuo*. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica. <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2017/170540.pdf>.

Gabriel Burgos Briones, Ulbio Alcívar Cedeño, Hipatia Delgado Demera, Carlos Cedeño Palacios (2020). *Determinación de las características organolépticas del zumo de fresa a través del proceso de evaporización en el laboratorio de Operaciones Unitarias*. Mikarimin, Vol6, Iss 0, Pag 83-90. <http://eds.b.ebscohost.com/eds/detail/detail?vid=4&sid=6622376f-be51-400d->

9685-b922bb769cd0%40pdc-v-

essmgr03&bdata=Jmxhbmc9ZXMmc2l0ZT1lZHMtbGl2ZQ%3d%3d#AN=edsdoj.

1defd764d51c4bd3add0f606ecbb5fa7&db=edsdoj.

García Pulido, Guillermo (2015). *Diseño de un banco de laboratorio para intercambiadores de calor alimentados por energía solar. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Cali: Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de Ingeniería: Programa Ingeniería Mecánica.* <https://red.uao.edu.co/bitstream/10614/10864/5/T08479.pdf>.

Gualdrón Hernández, Héctor Fabián y Ruiz Romero, Martin Felipe (2019). *Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de baja temperatura por etapas tipo banco para el laboratorio de Sistemas Térmicos de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.* Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica. <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2019/178116.pdf>.

Jara Mora, Julián Camilo (2017). *Diseño y construcción de un banco experimental de freno y embrague para el estudio del comportamiento energía ético.* Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica. <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2017/169074.pdf>.

Juan Manuel León Estrada (2001). *Diseño y Cálculo Recipientes Sujetos a Presión.*

M:Dekker. (2003) *Turbomachinery Design and Theory.*

Moya Cabezas, Carlos Alberto y Pinto Jaguaco, Alex Javier (2015). *Automatización del banco de pruebas Plint TE 15 y balance Termodinámico del motor del Banco perteneciente al laboratorio de Motores de Combustión Interna de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE..* Carrera de Ingeniería Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Matriz Sangolquí.
<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/11374>.

Osorio, Y.W. (2004). “*El experimento como indicador de aprendizaje*”. Boletín PPDQ, No.43.

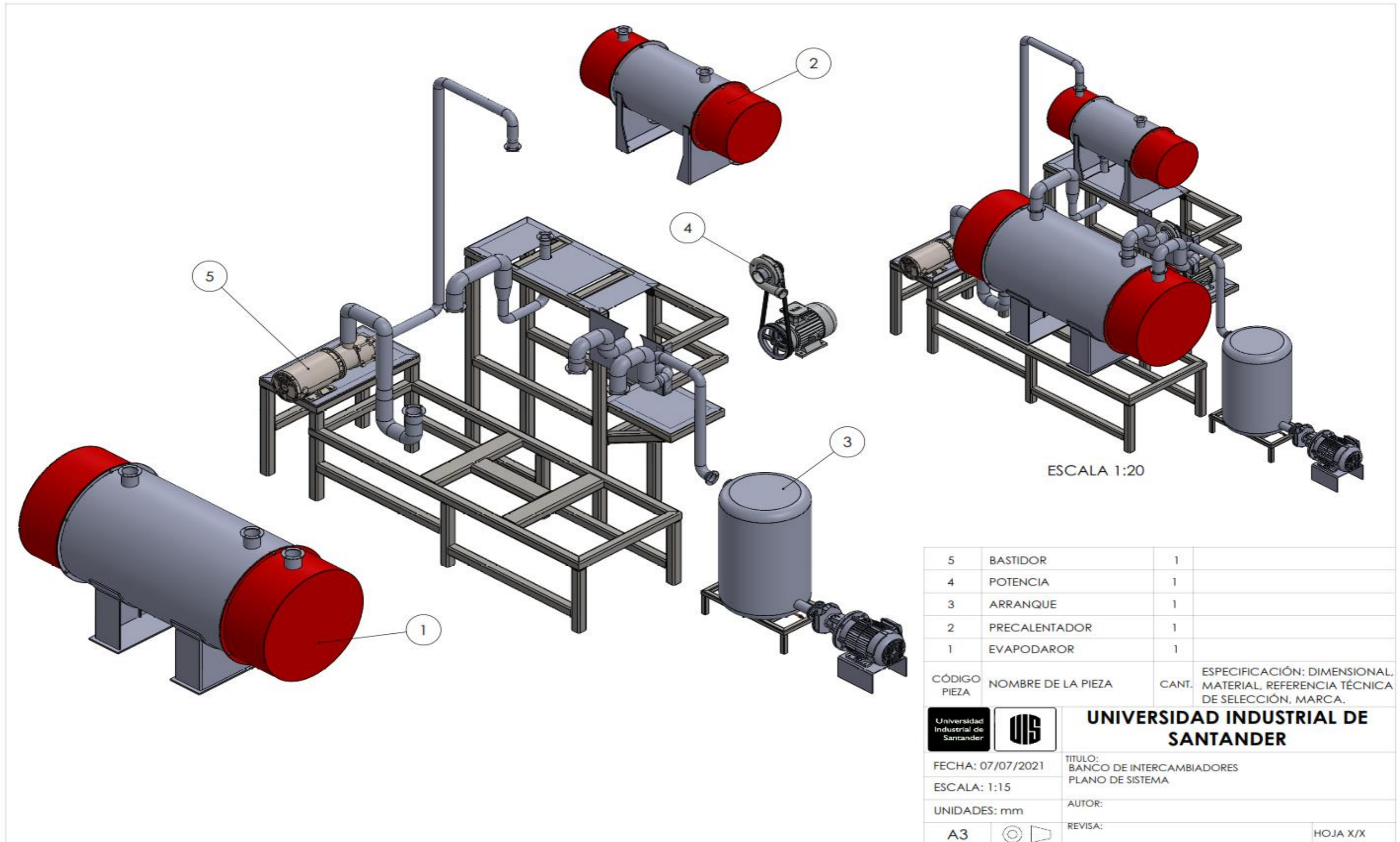
P. L Dhar. (2017). *Thermal System Design and Simulation*. Elsevier Ltd. All rights reserved.
Researchgate [Anónimo] https://www.researchgate.net/figure/Single-effect-mechanical-vapor-compression-process-MVC-with-spray-evaporation_fig14_283620228

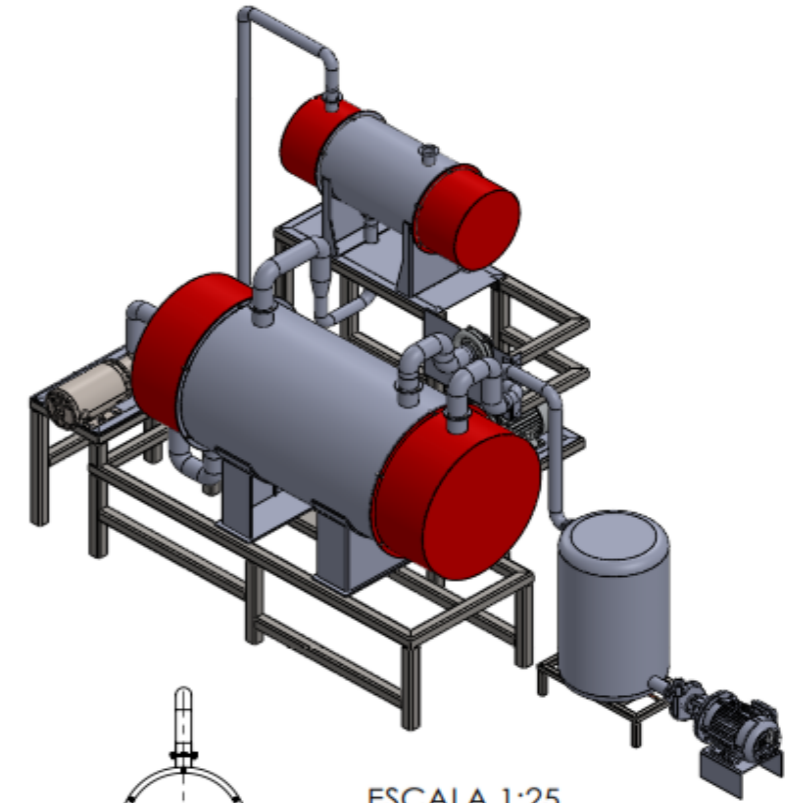
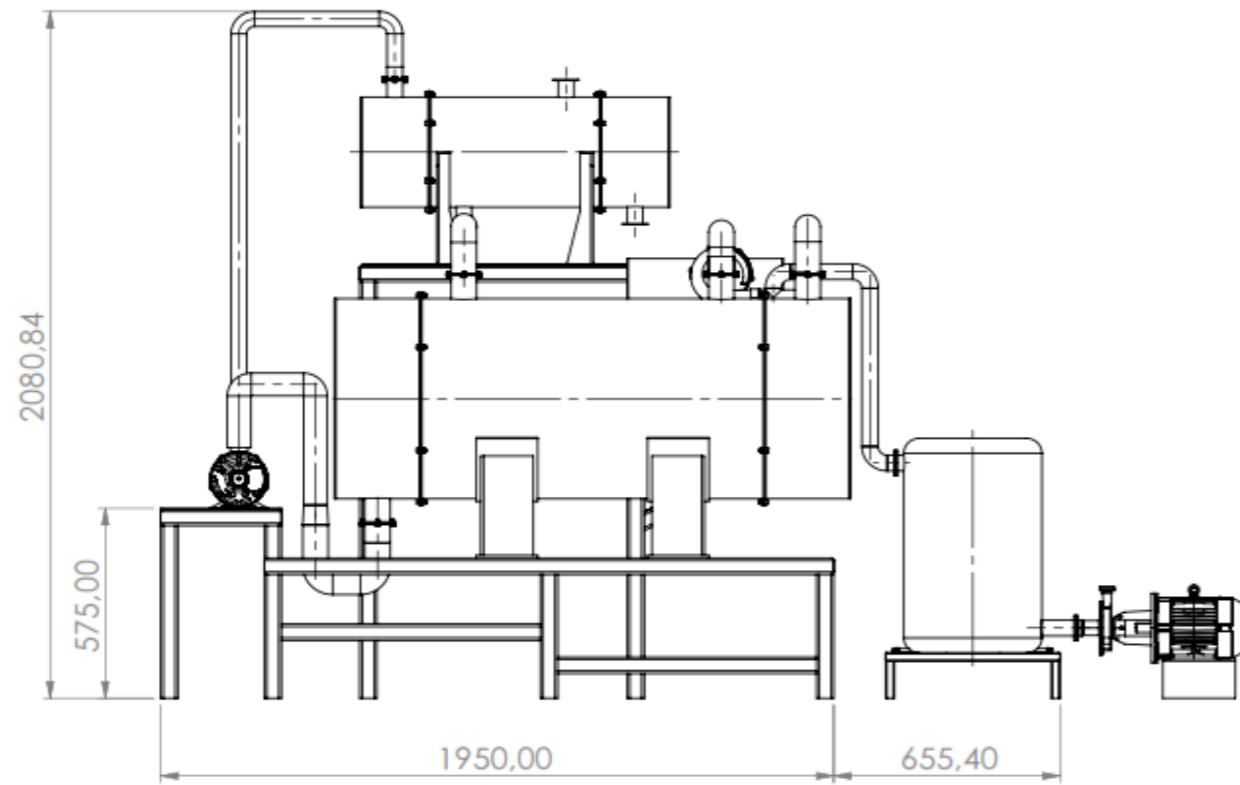
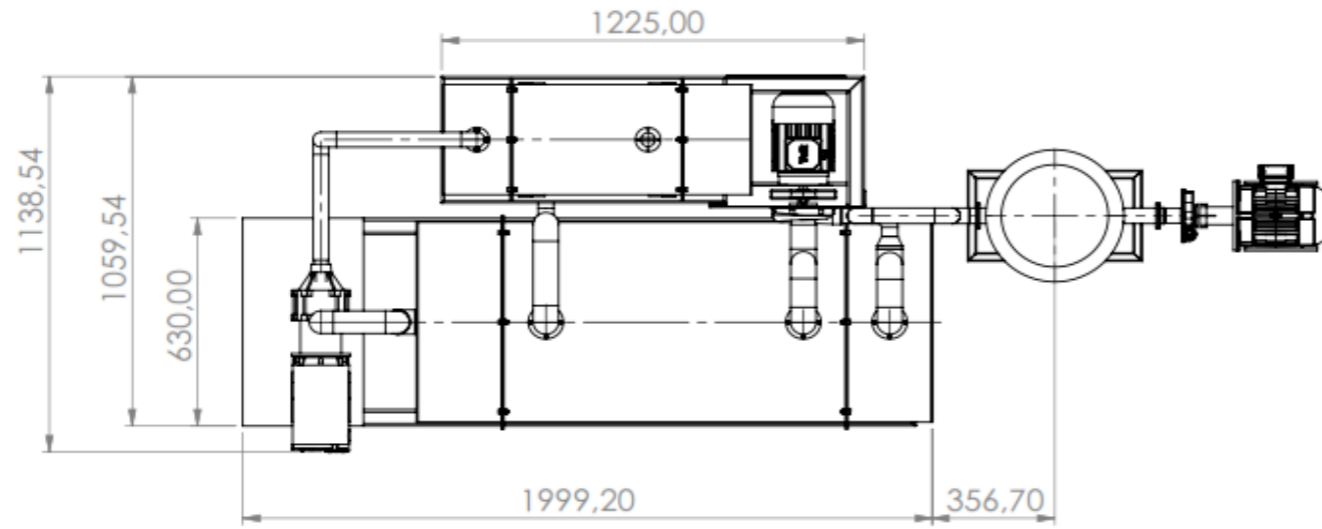
Richard C. Byrne (2007). *Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association, INC.* Tema 9TH.

Yunus A Çengel (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. 3ra ed. McGraw-Hill.

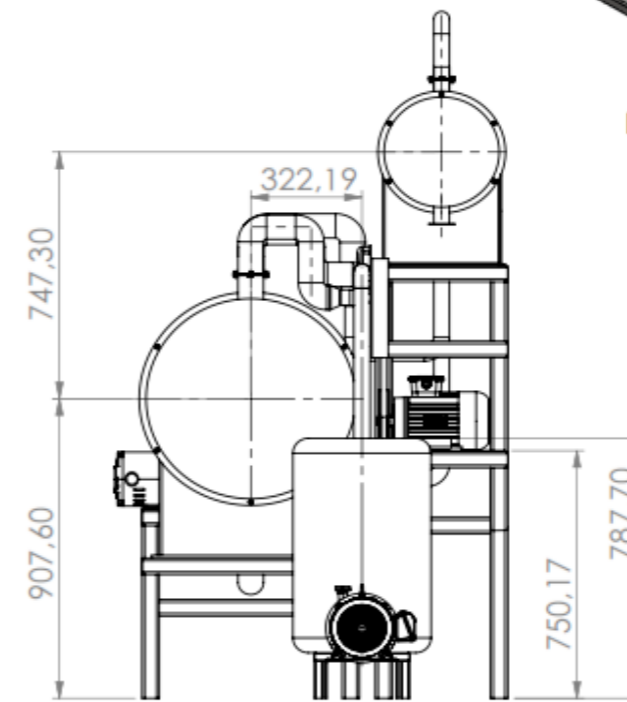
Apéndices

Apéndice A
Planos de construcción.

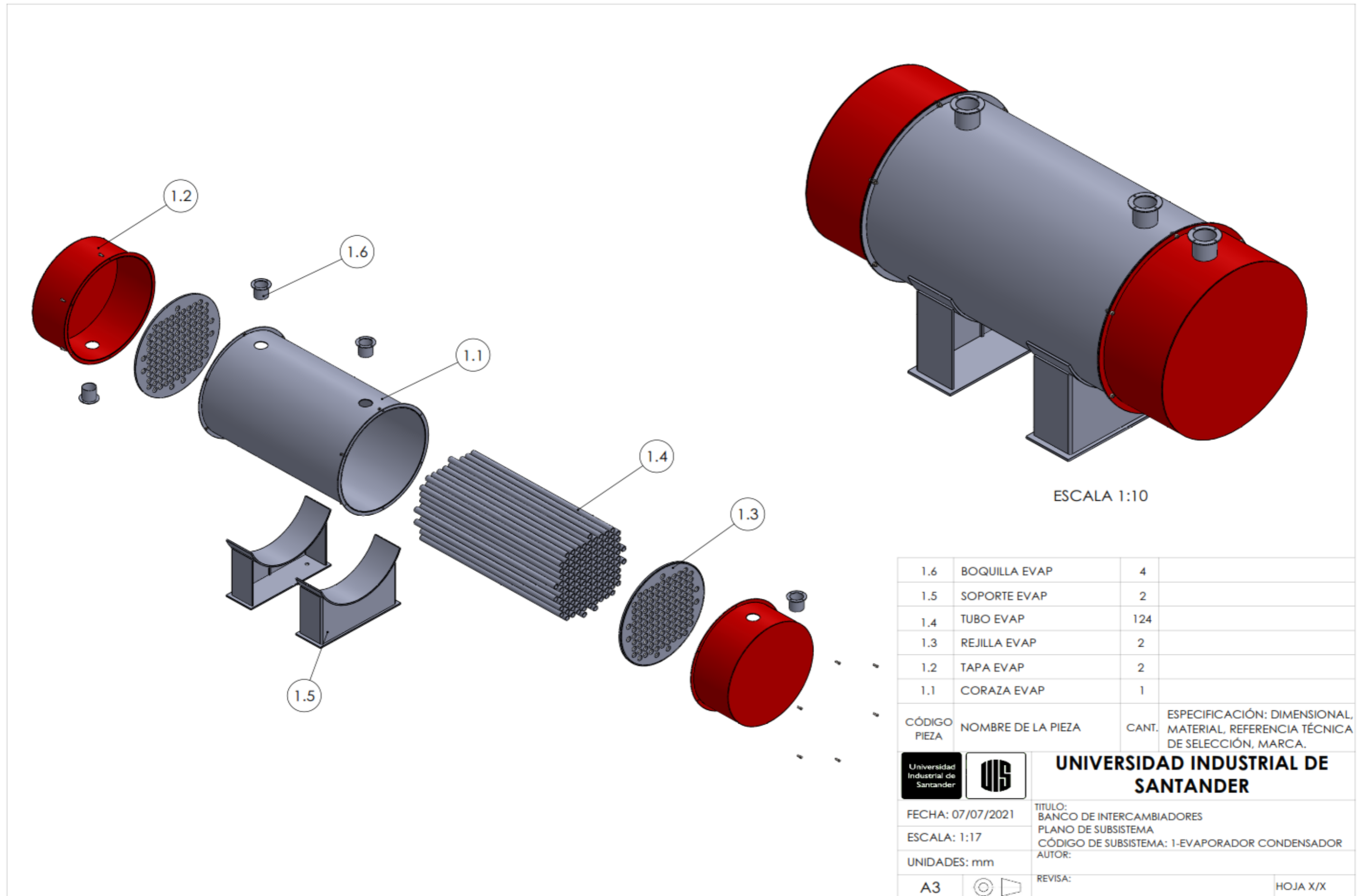




ESCALA 1:25



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:20		PLANO DE SISTEMA	
UNIDADES: mm		AUTOR:	
A3		REVISA:	
			HOJA X/X

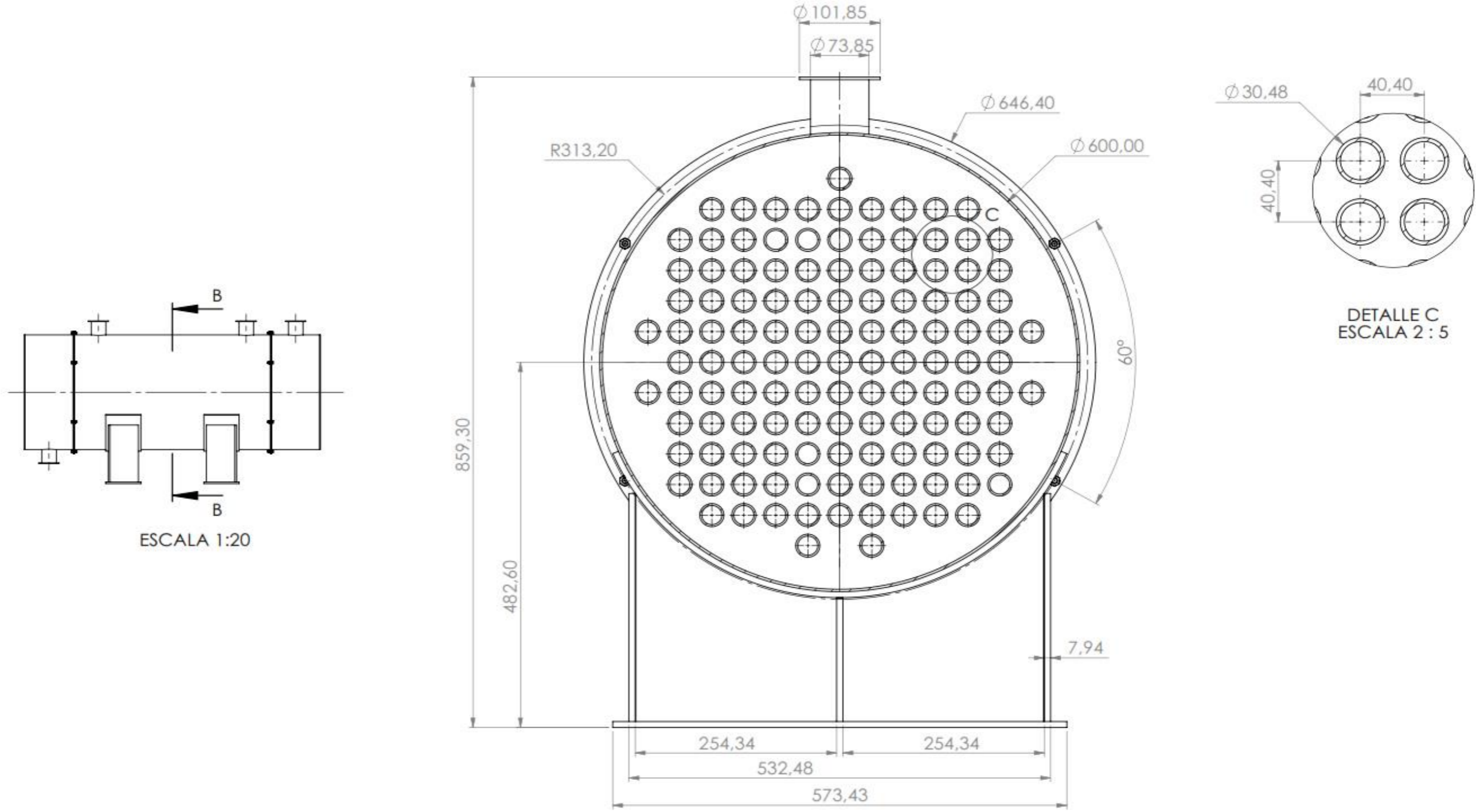


ESCALA 1:10

1.6	BOQUILLA EVAP	4
1.5	SOPORTE EVAP	2
1.4	TUBO EVAP	124
1.3	REJILLA EVAP	2
1.2	TAPA EVAP	2
1.1	CORAZA EVAP	1

CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
-----------------	--------------------	-------	--

		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:17		PLANO DE SUBSISTEMA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 1-EVAPORADOR CONDENSADOR	
A3		REVIS:	HOJA X/X

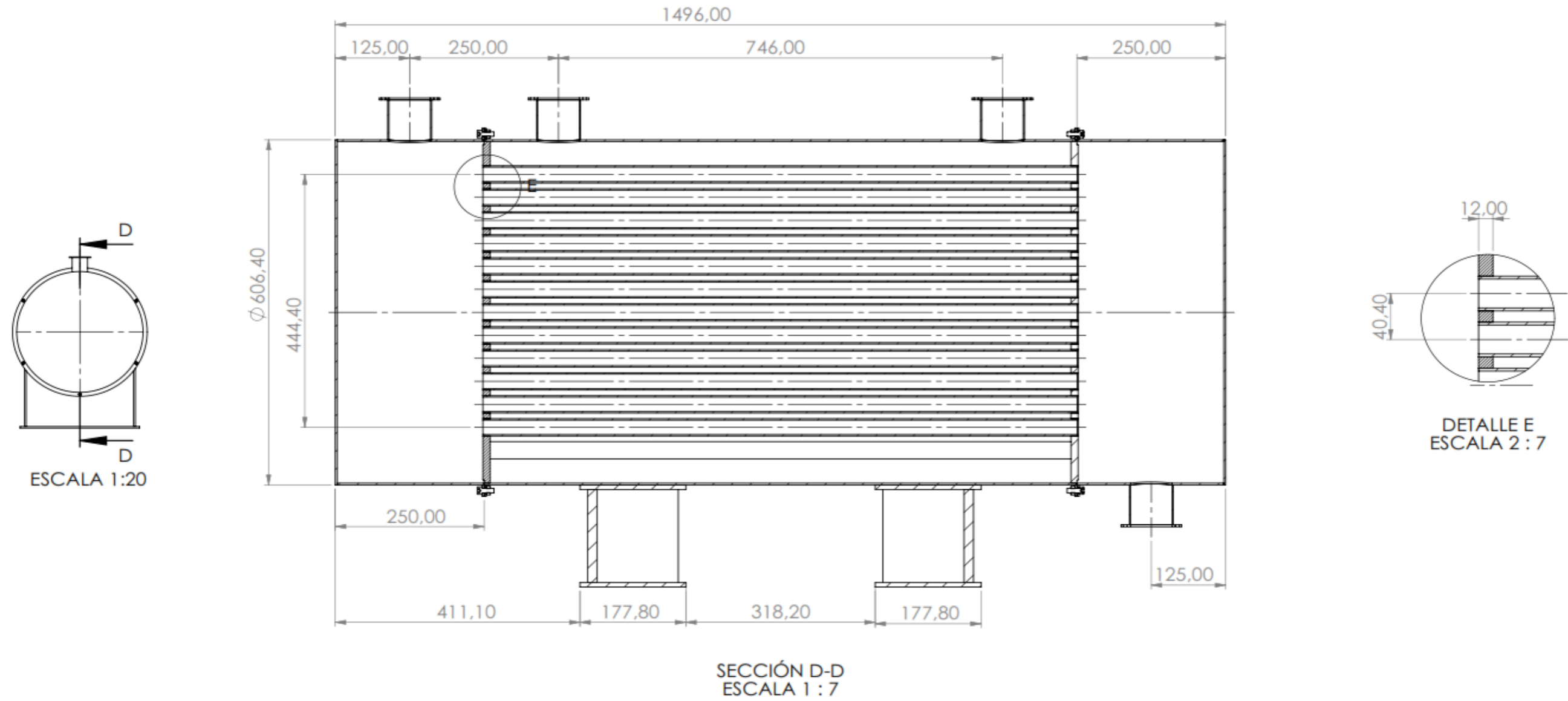




ESCALA 1:20

SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

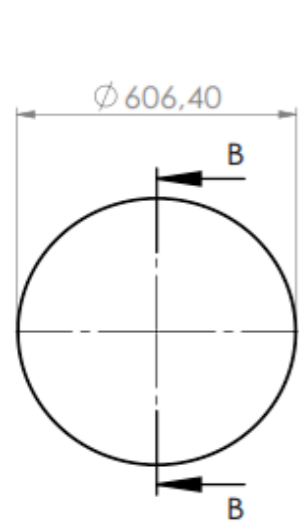
DETALLE C
ESCALA 2 : 5

Universidad Industrial de Santander 	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	FECHA: 07/07/2021 ESCALA: 1:5 UNIDADES: mm A3	TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE CORTE DE SUBSISTEMA CODIGO SUBSISTEMA: 1. CONDENSADOR AUTOR: REvisa:

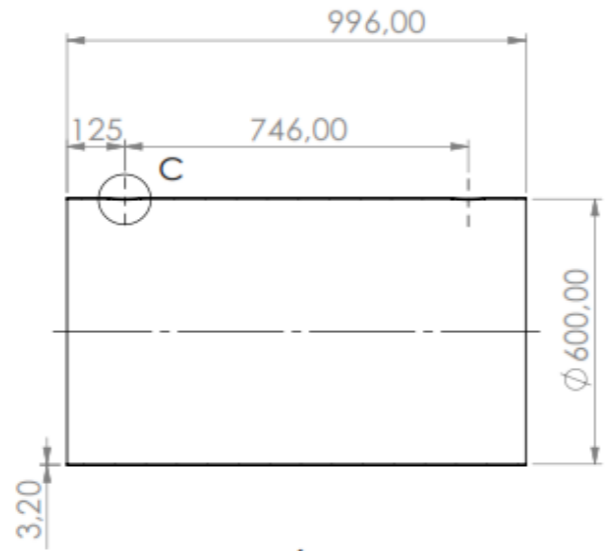


		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE CORTE DE SUBSISTEMA CODIGO SUBSISTEMA: 1. CONDENSADOR AUTOR:	
FECHA: 07/07/2021		REVIS:	
ESCALA: 1:7		UNIDADES: mm	
A3		HOJA X/X	

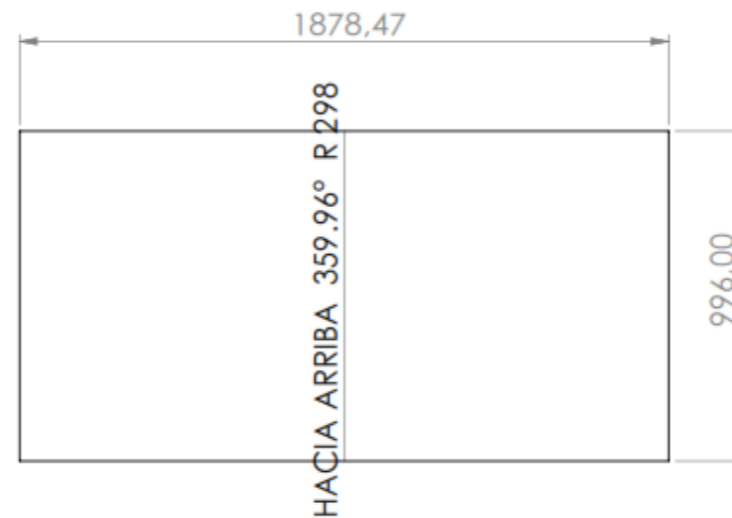
PIEZA 1. CUERPO CORAZA



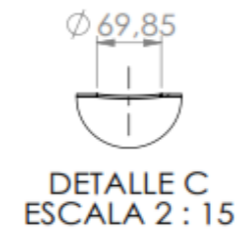
ESCALA 1 : 15



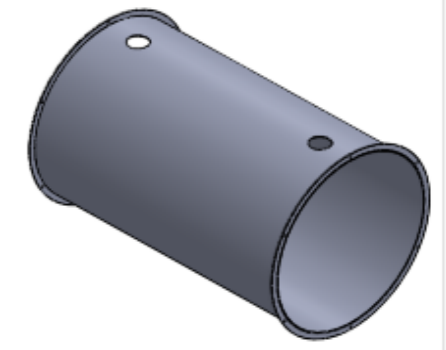
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 15



DESARROLLO LAMINA
CUERPO CORAZA
ESCALA 1:20

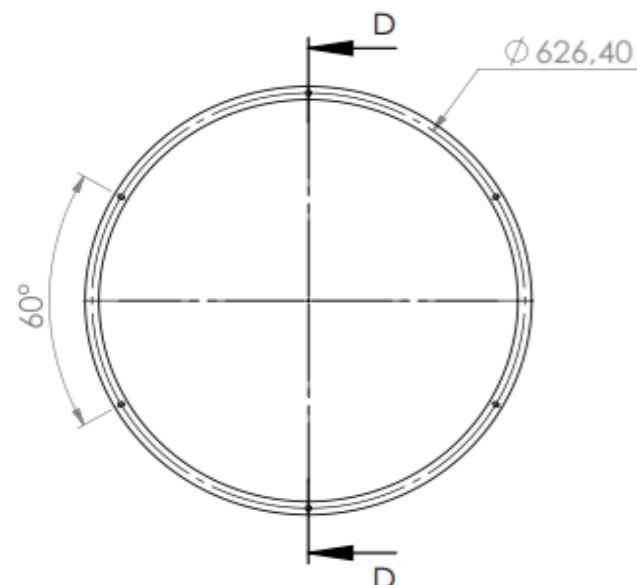


DETALLE C
ESCALA 2 : 15



CORAZA
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:20

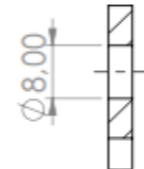
PIEZA 2. ANILLO CORAZA



ESCALA 1 : 15



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 10



DETALLE E
ESCALA 1 : 1

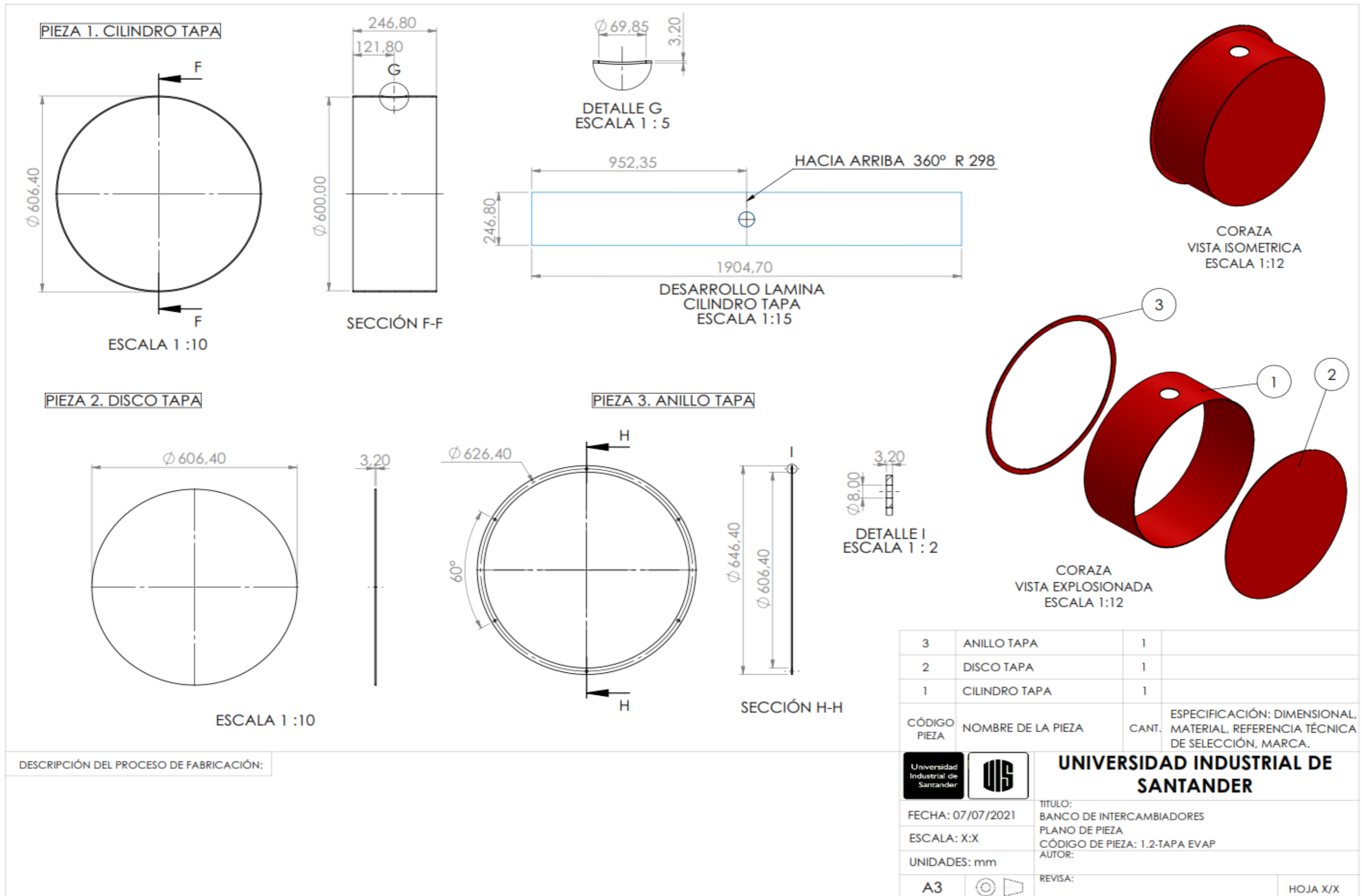


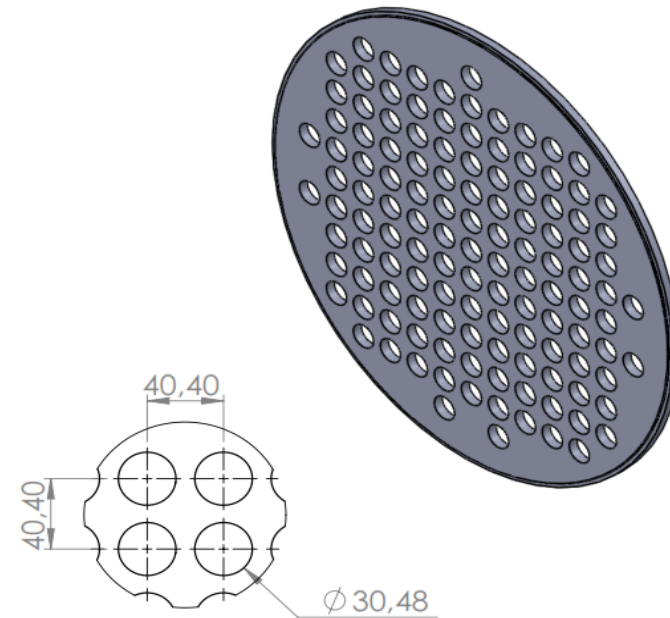
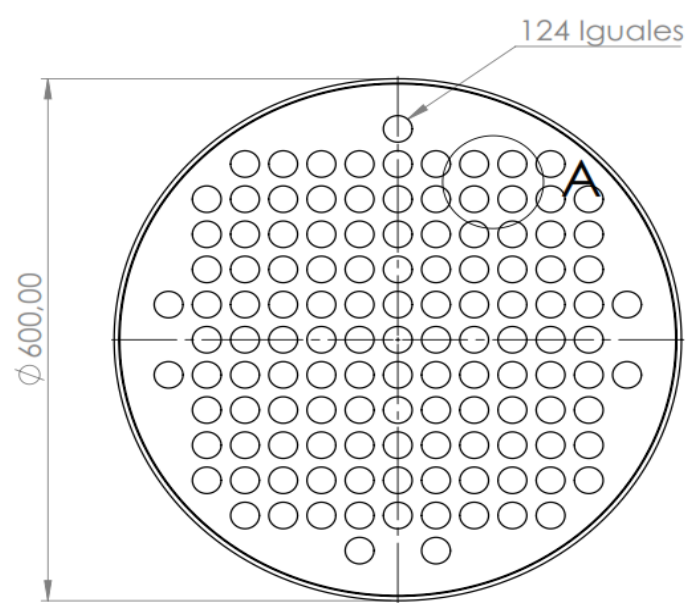
CORAZA
VISTA EXPLOSIONADA
ESCALA 1:20

2	ANILLO CORAZA	2	
1	CUERPO CORAZA	1	
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.

	<p>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</p>
FECHA: 07/07/2021 ESCALA: X:X UNIDADES: mm A3	TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 1.1-CORAZA EVAP AUTOR: REVISAR:
	HOJA X/X

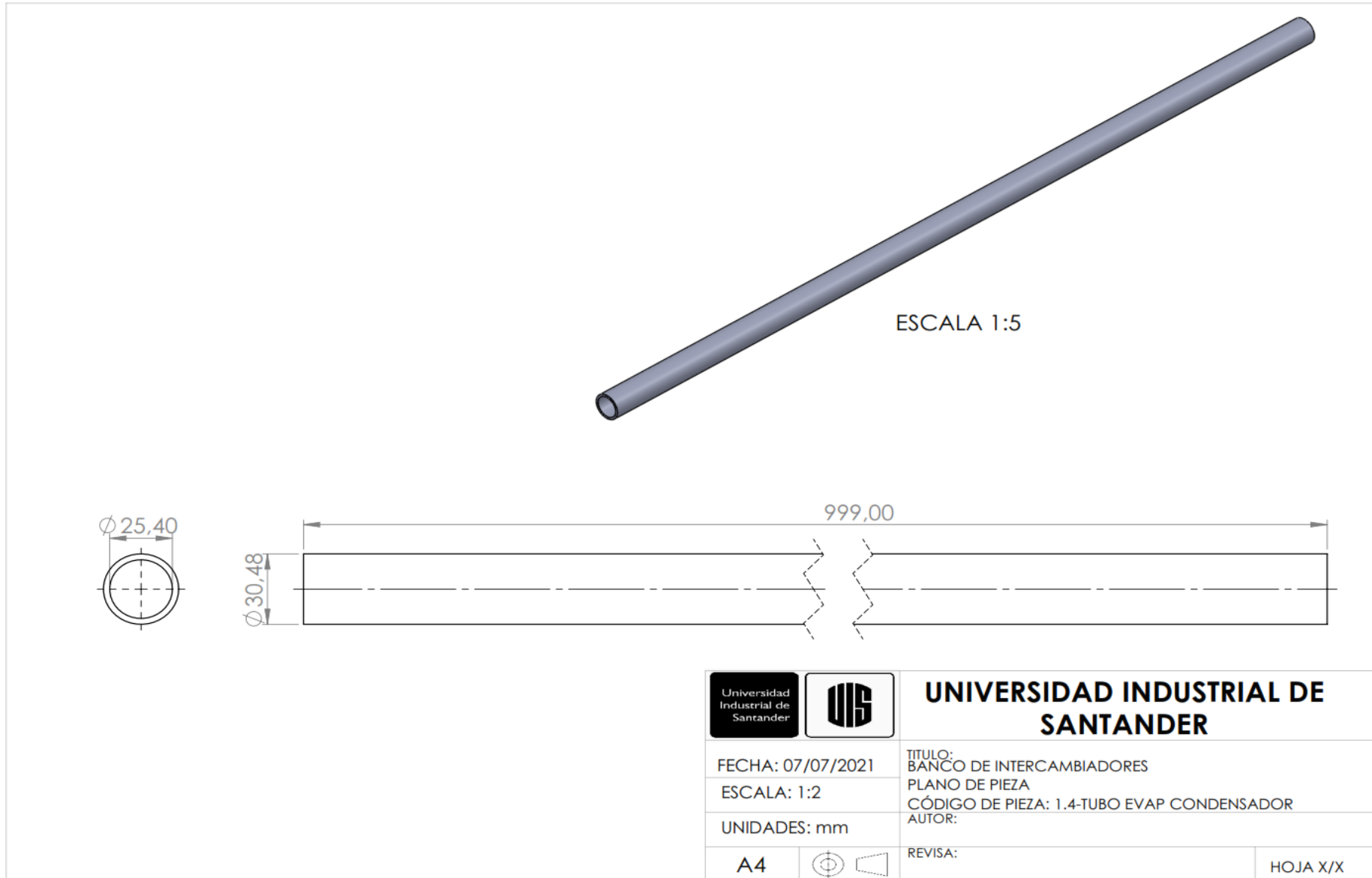
DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



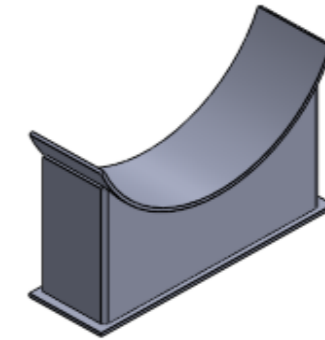
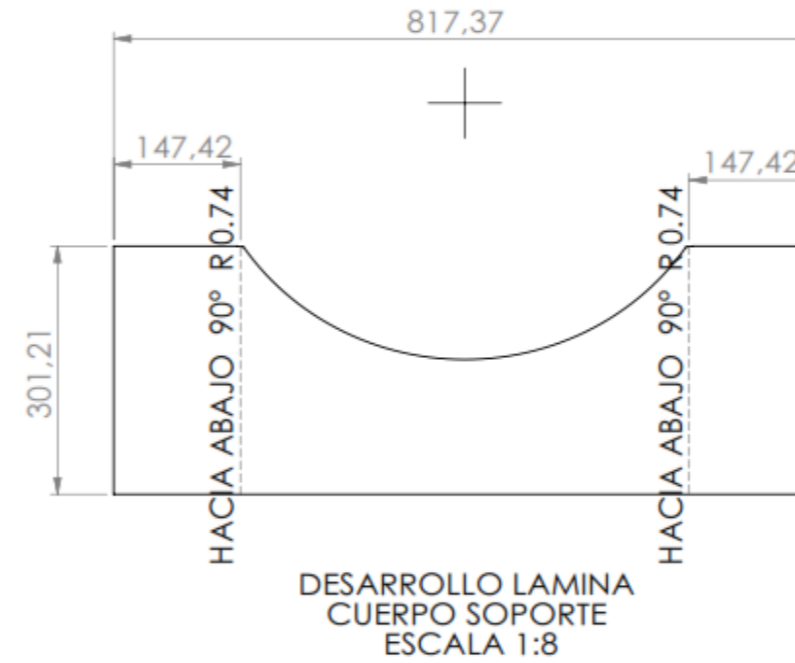
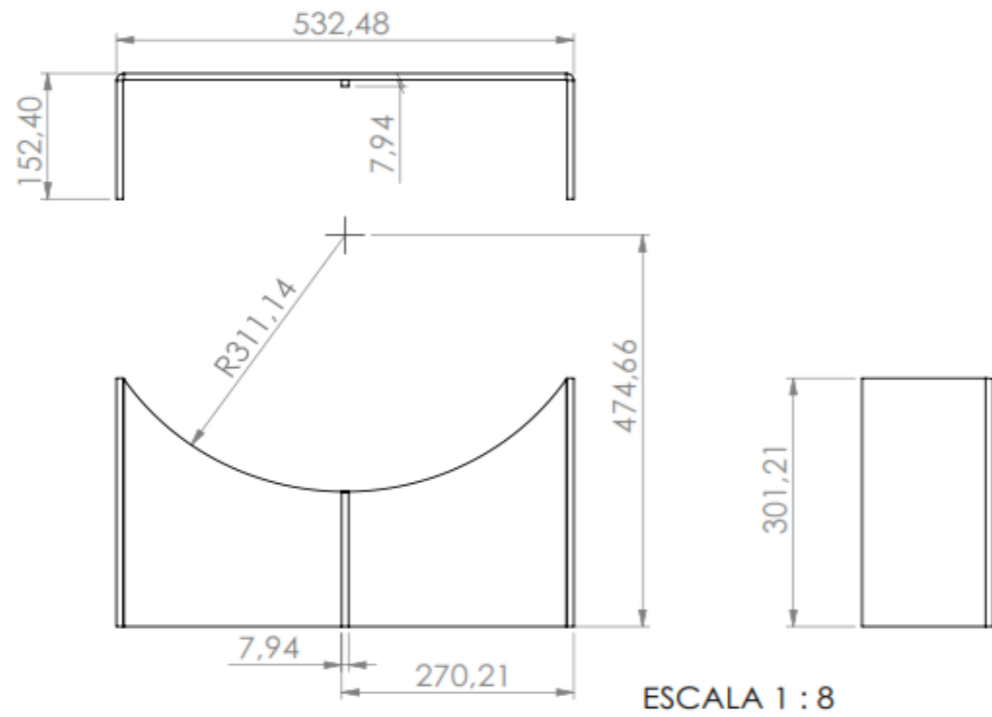


DETALLE A
ESCALA 2 : 7

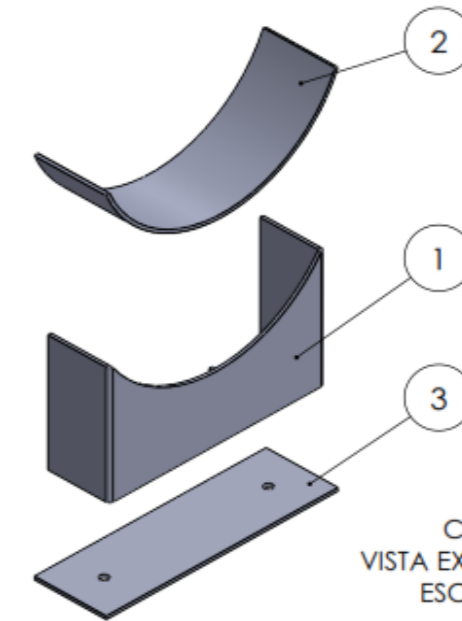
		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:7		PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 1.3-REJILLA EVAP CONDENSADOR	
UNIDADES: mm		AUTOR:	
A4		REVISIA:	HOJA X/X



PIEZA 1. CUERPO SOPORTE

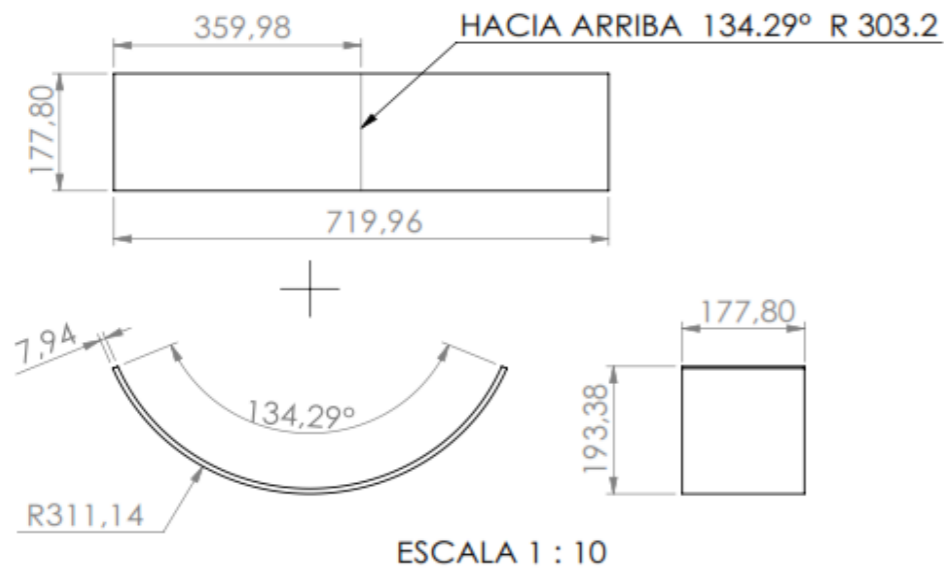


CORAZA VISTA ISOMETRICA ESCALA 1:12

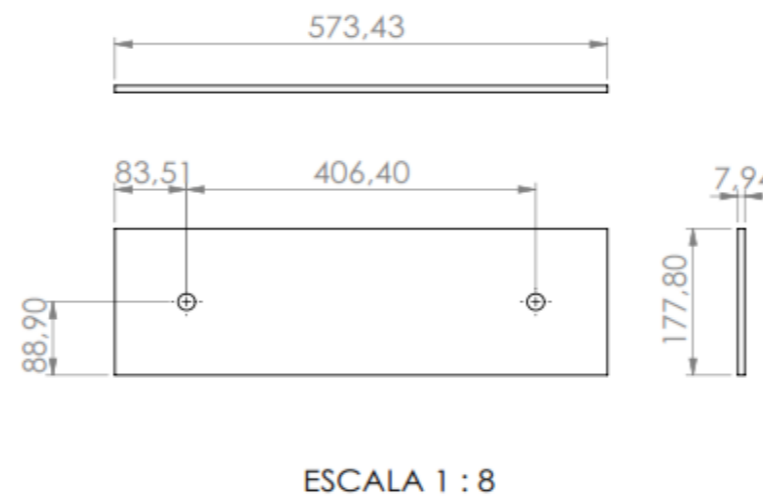


CORAZA VISTA EXPLOSIONADA ESCALA 1:12

PIEZA 2. PLACA SOPORTE



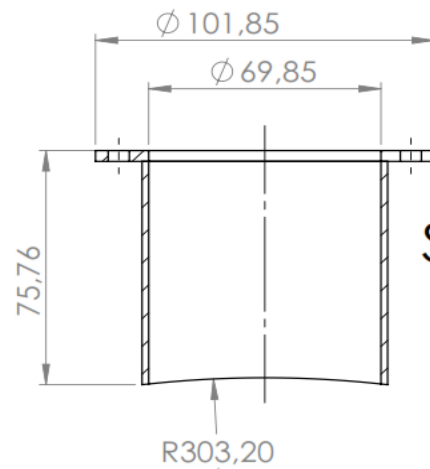
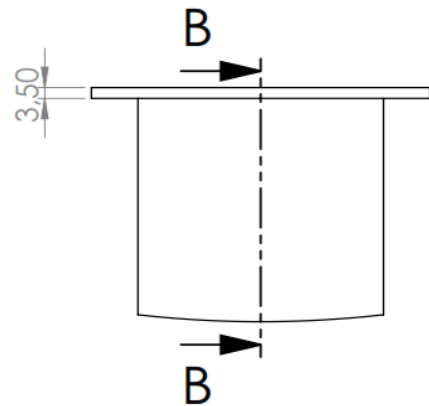
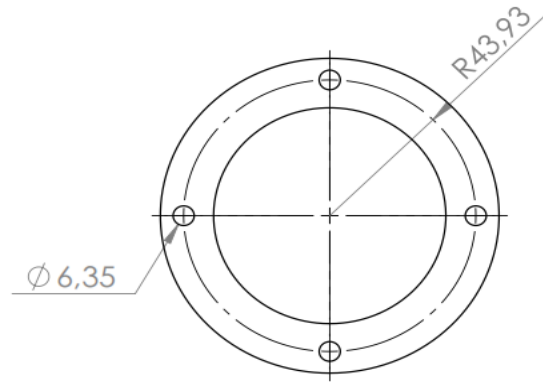
PIEZA 3. BASE SOPORTE



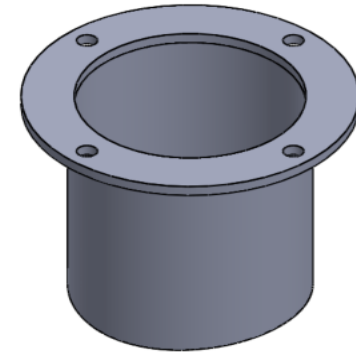
3	BASE	1	
2	PLACA	1	
1	CUERPO	1	
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.


DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

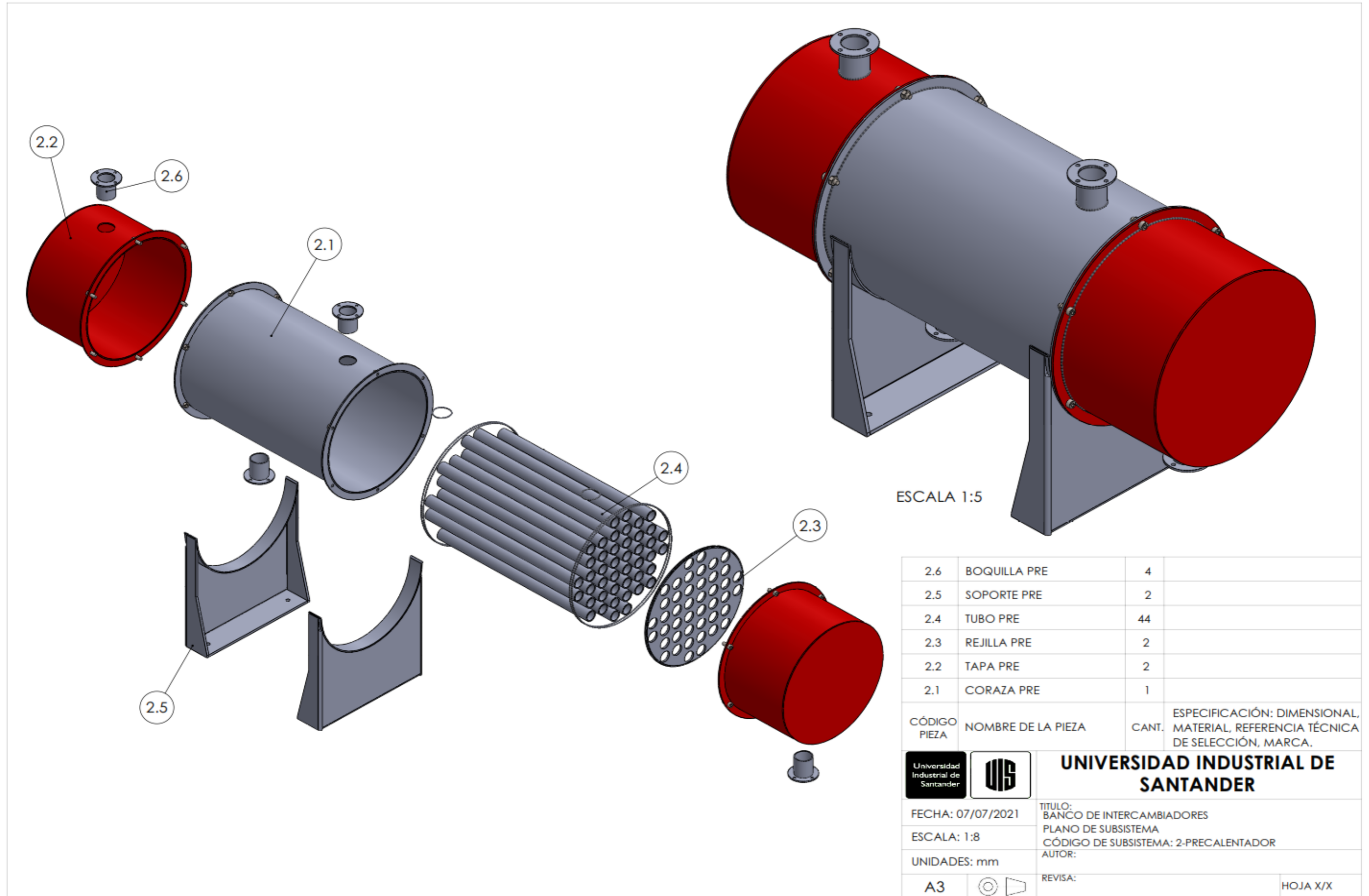
	<p>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</p>
<p>FECHA: 07/07/2021</p>	<p>TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES</p>
<p>ESCALA: X:X</p>	<p>PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 1.5-SOPORTE EVAP CONDENSADOR</p>
<p>UNIDADES: mm</p>	<p>AUTOR:</p>
<p>A3</p>	<p>REVISAR:</p>
	<p>HOJA X/X</p>



SECCIÓN B-B






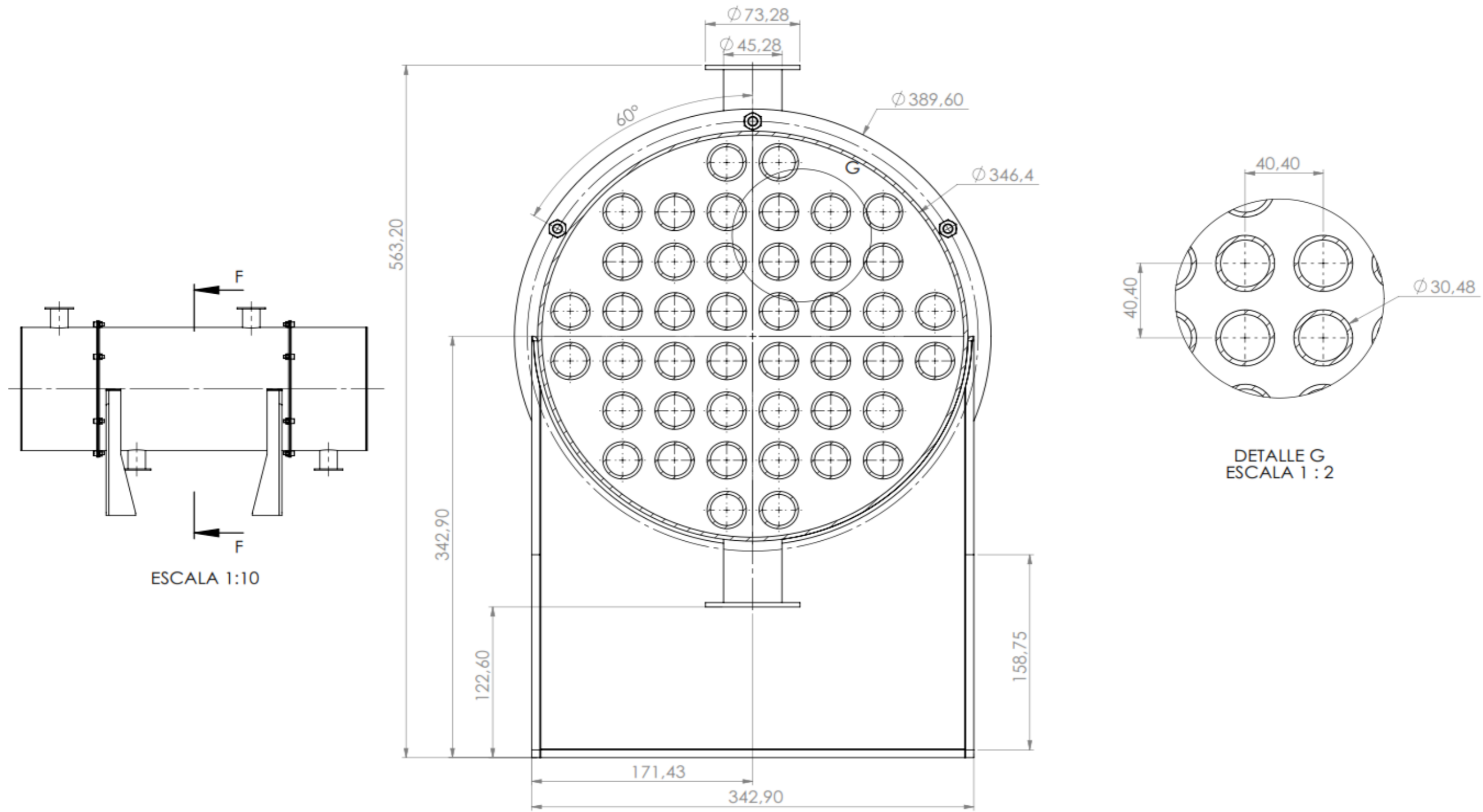
		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:2		PLANO DE PIEZA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE PIEZA: 1.7-BOQUILLA EVAP CONDENSADOR	
A4		REVISAS:	HOJA X/X



2.6	BOQUILLA PRE	4	
2.5	SOPORTE PRE	2	
2.4	TUBO PRE	44	
2.3	REJILLA PRE	2	
2.2	TAPA PRE	2	
2.1	CORAZA PRE	1	

CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
--------------	--------------------	-------	--



		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021	TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES		
ESCALA: 1:8	PLANO DE SUBSISTEMA		
UNIDADES: mm	CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 2-PRECALENTADOR		
A3		REVISAS:	HOJA X/X

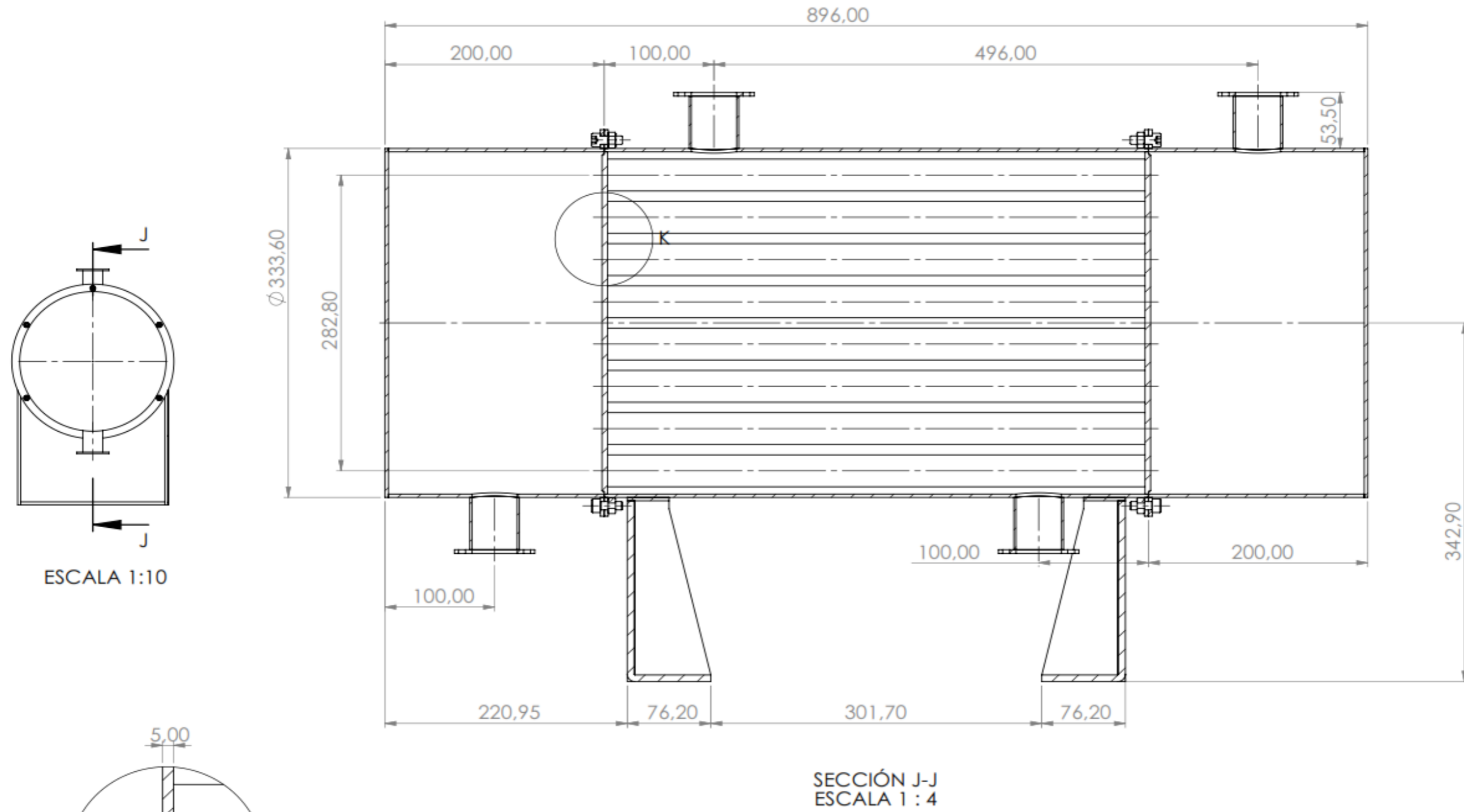


ESCALA 1:10

SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 3

DETALLE G
ESCALA 1 : 2

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021 ESCALA: 1:3 UNIDADES: mm		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE CORTE DE SUBSISTEMA CODIGO SUBSISTEMA: 2. PRECALENTADOR AUTOR:	
A3		REVIS:	HOJA X/X

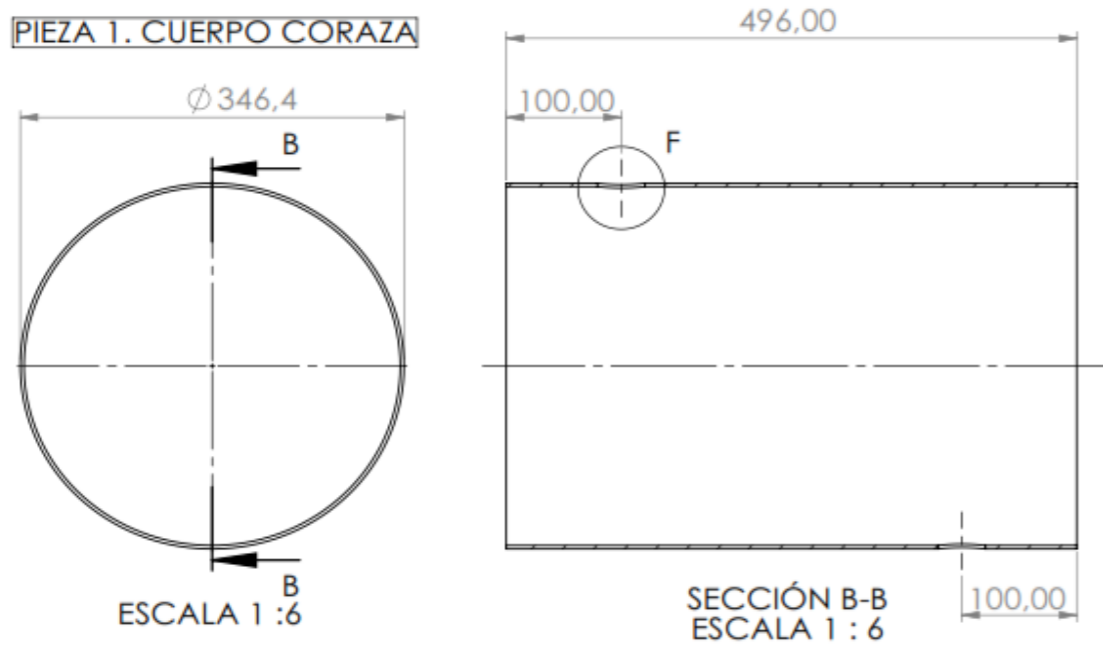


ESCALA 1:10

DETALLE K
ESCALA 1 : 2

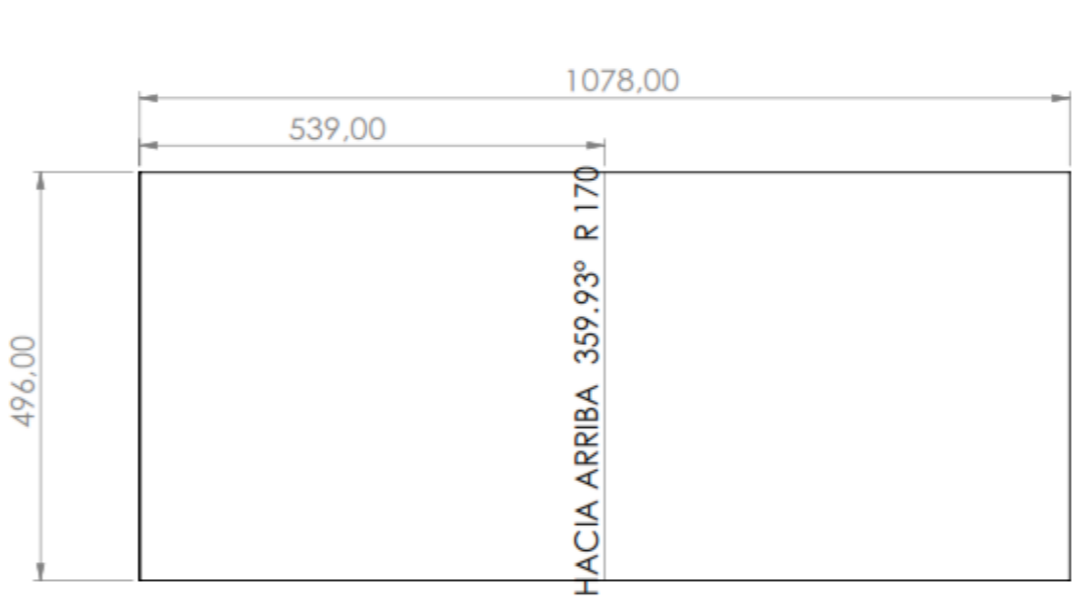
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:4		PLANO DE CORTE DE SUBSISTEMA	
UNIDADES: mm		CODIGO SUBSISTEMA: 2. PRECALENTADOR	
A3		REVIS:	
			HOJA X/X

PIEZA 1. CUERPO CORAZA

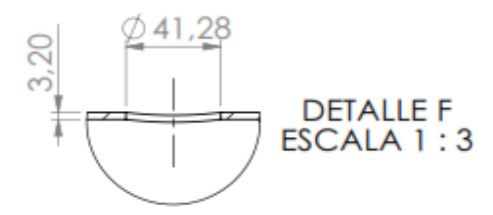


ESCALA 1 : 6

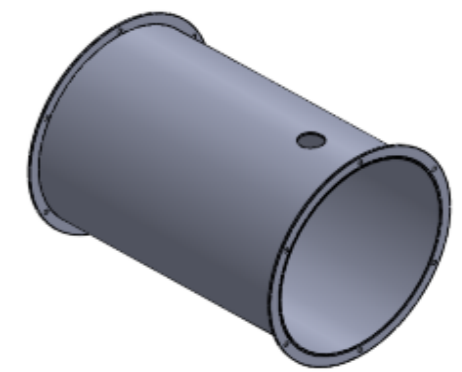
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 6



LAMINA DESPLEGADA
CUERPO CORAZA
ESCALA 1 : 8

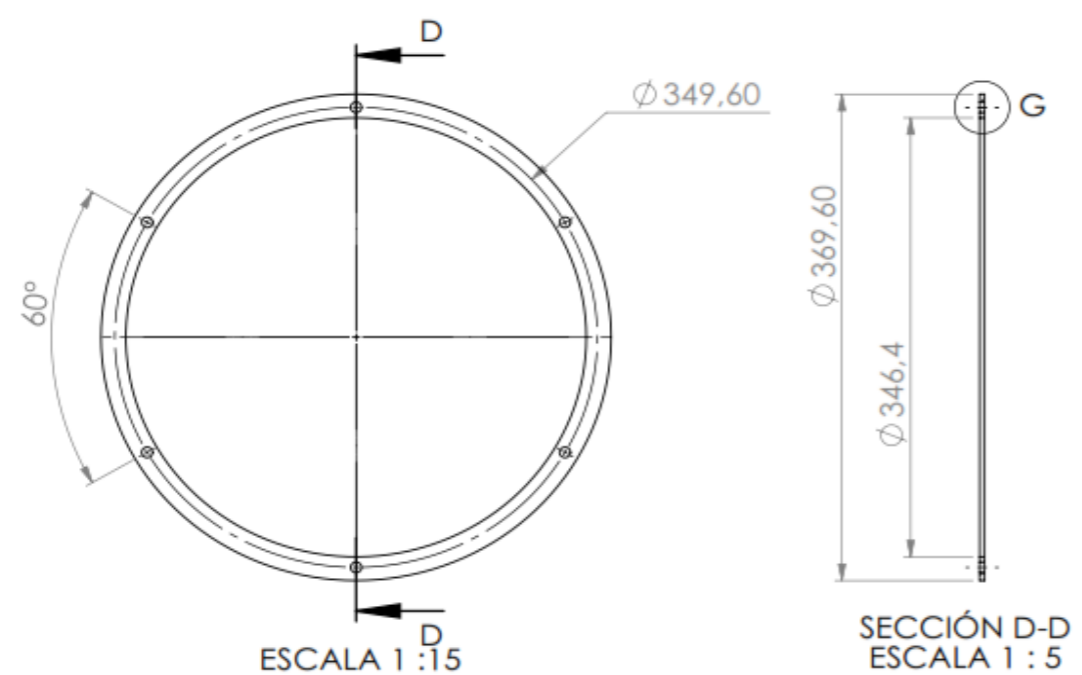


DETALLE F
ESCALA 1 : 3



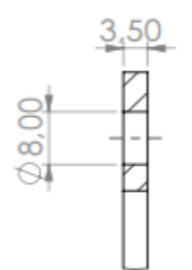
CORAZA
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:10

PIEZA 2. ANILLO CORAZA



ESCALA 1 : 15

SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 5



DETALLE G
ESCALA 1 : 1



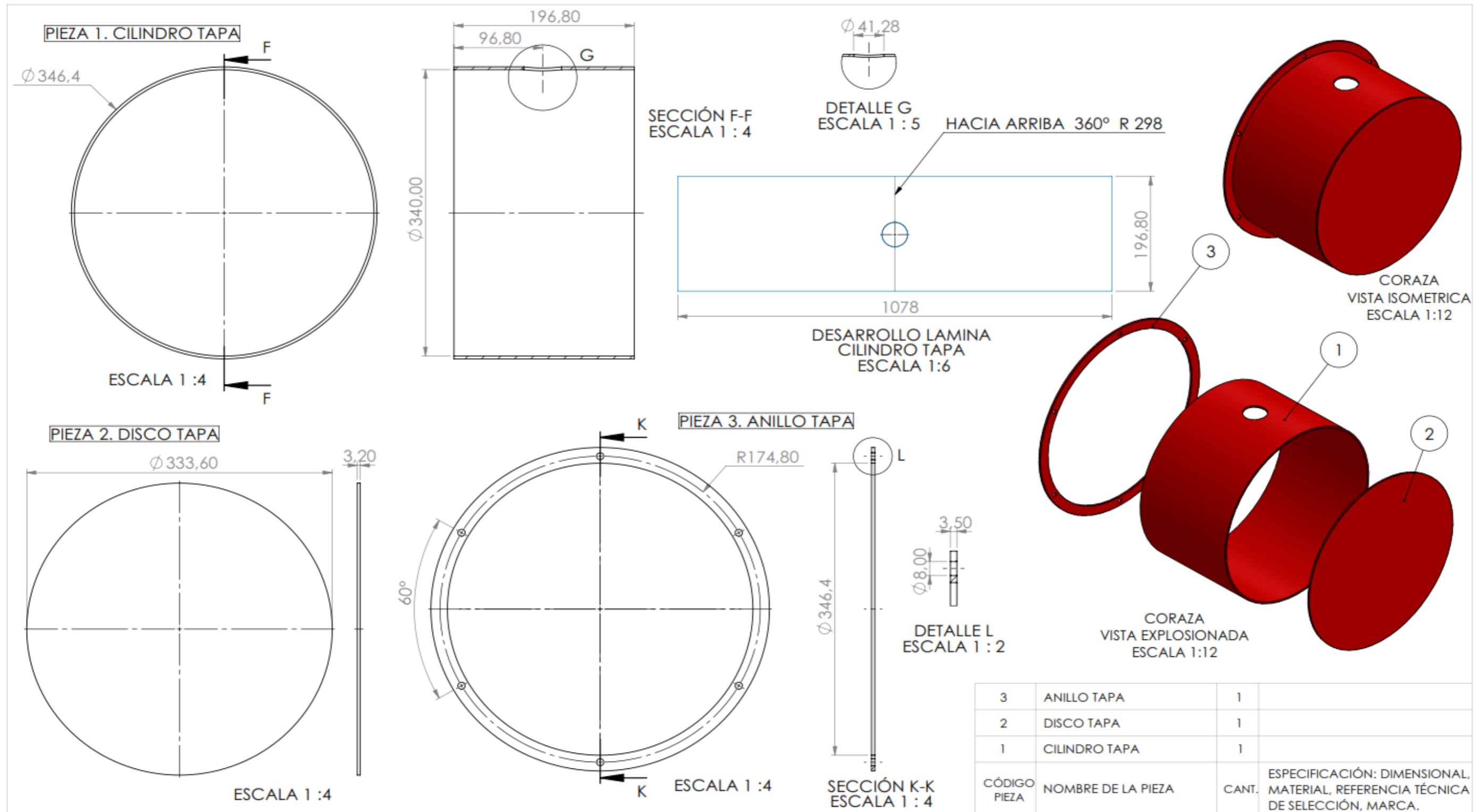
CORAZA
VISTA EXPLOSIONADA
ESCALA 1:10

2	ANILLO CORAZA	2	
1	CUERPO CORAZA	1	
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
 TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES
 PLANO DE PIEZA
 CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 2.1-CORAZA PRE
 AUTOR:
 FECHA: 07/07/2021
 ESCALA: X:X
 UNIDADES: mm
 A3  REVISAR:
 HOJA X/X

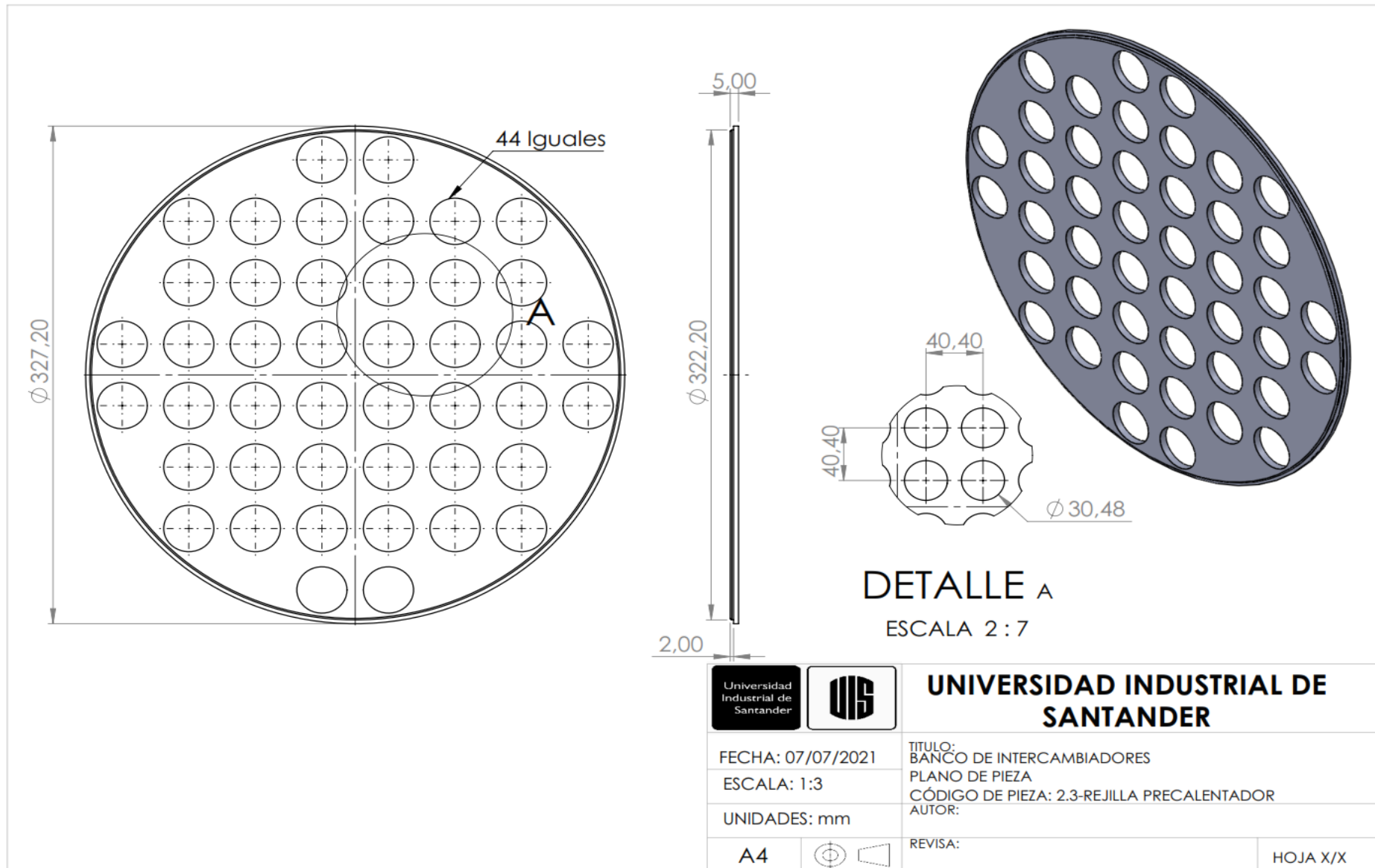
DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

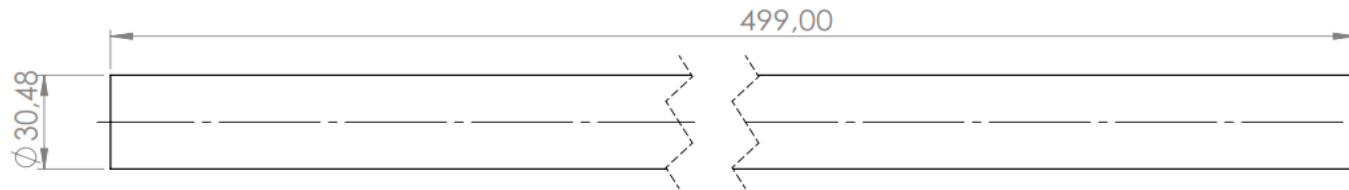
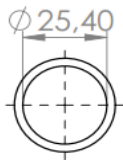
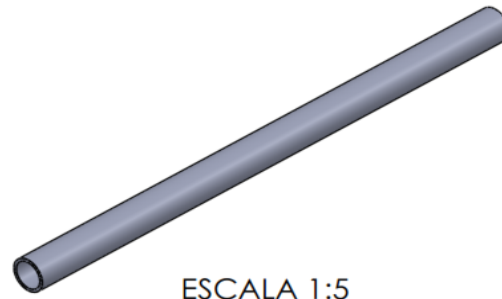




DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

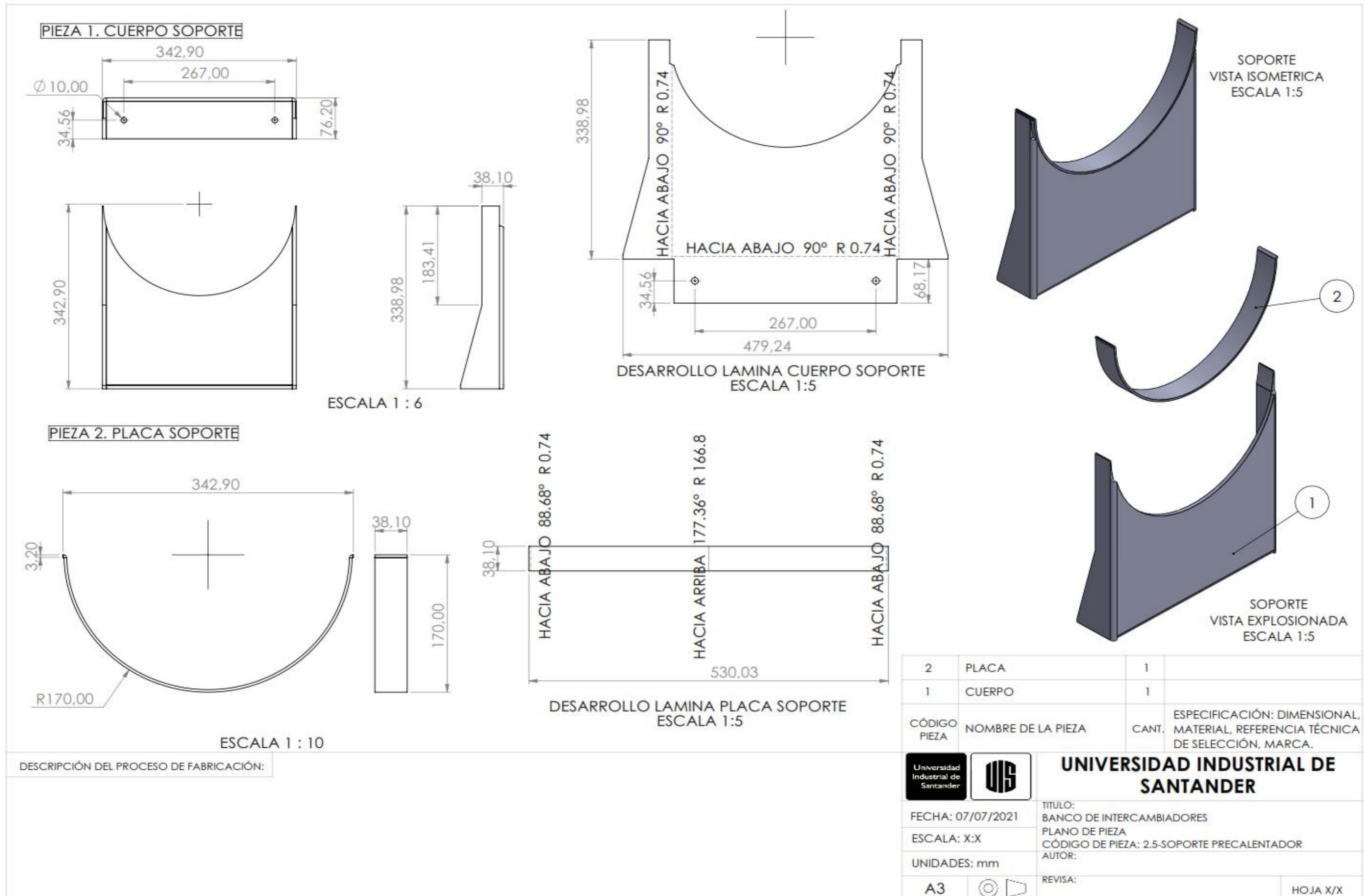
3	ANILLO TAPA	1	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
2	DISCO TAPA	1	
1	CILINDRO TAPA	1	
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	

	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021 ESCALA: X:X UNIDADES: mm	TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 2.2-TAPA PRECALENTADOR AUTOR:	
A3		REVIS: _____ HOJA X/X

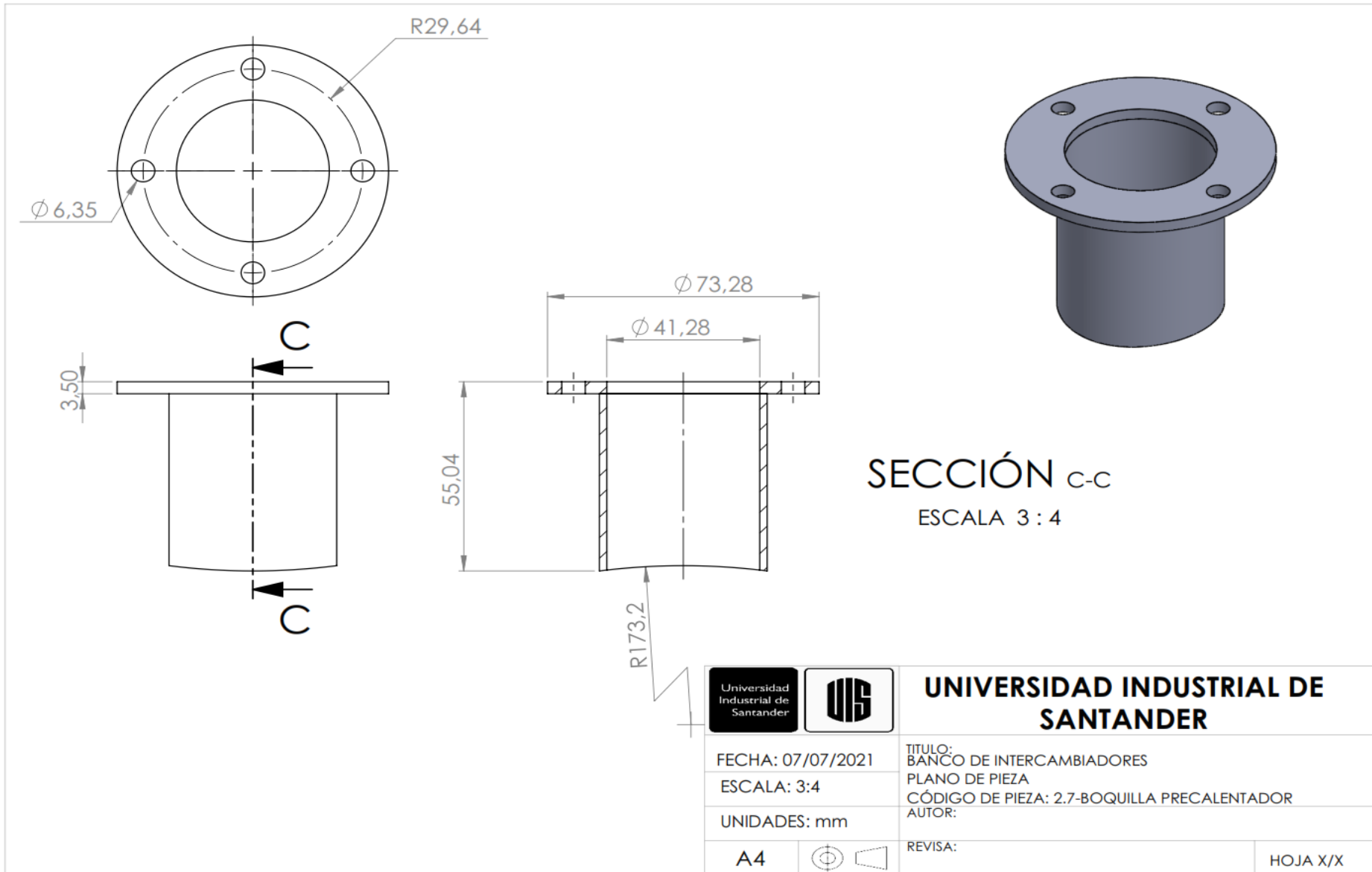




 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021 ESCALA: 1:2 UNIDADES: mm		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 2.4-TUBO PRECALENTADOR AUTOR:	
A4		REVIS:	HOJA X/X



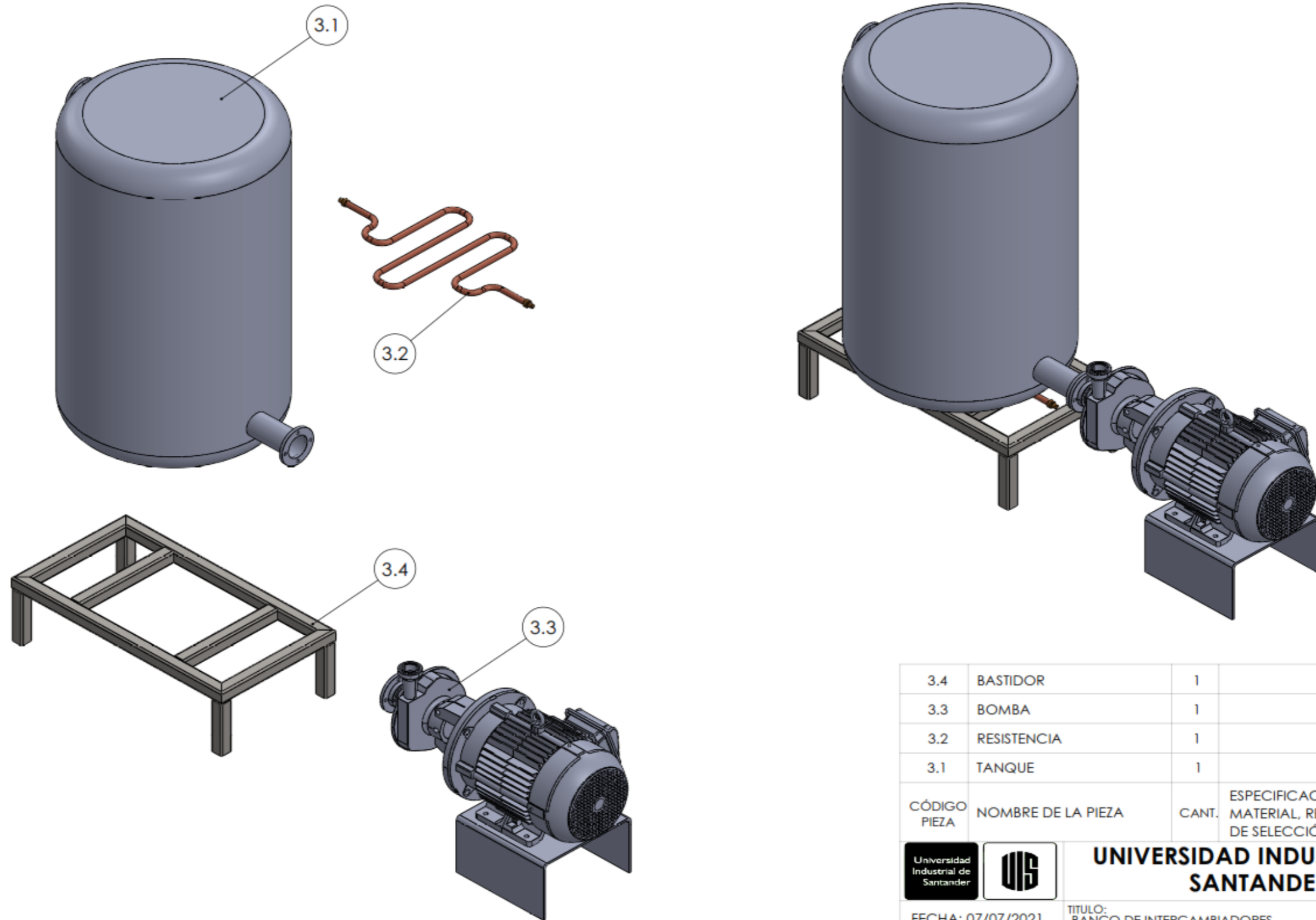
DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



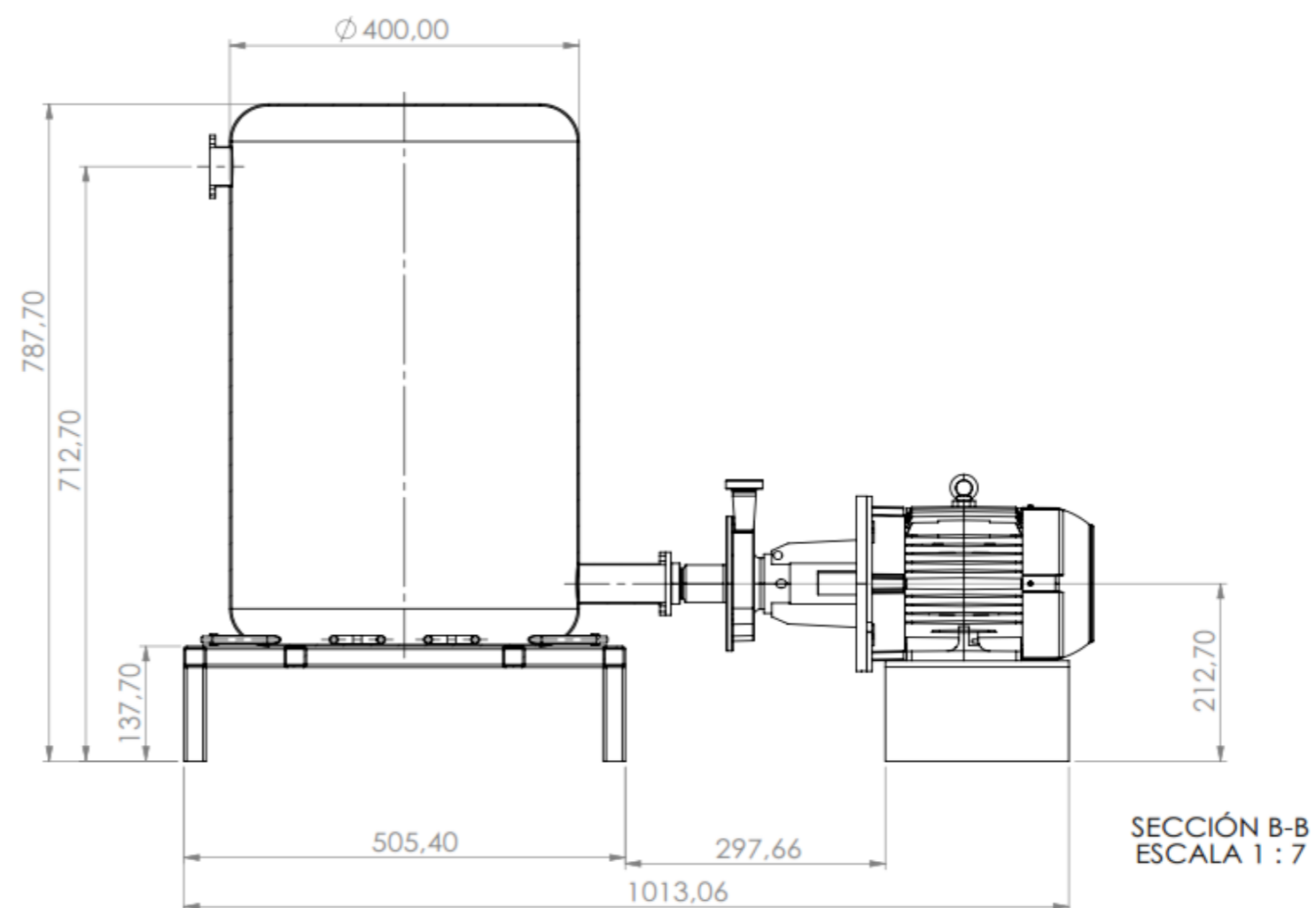
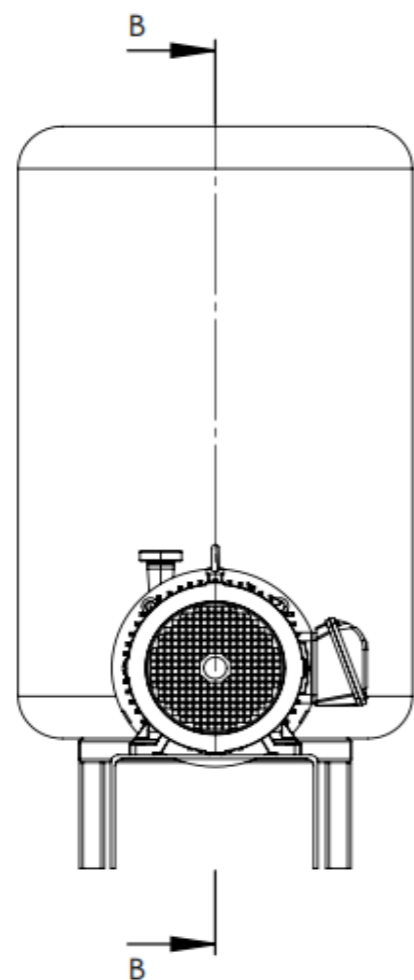
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



FECHA: 07/07/2021
ESCALA: 3:4
UNIDADES: mm
A4

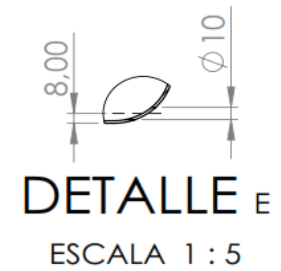
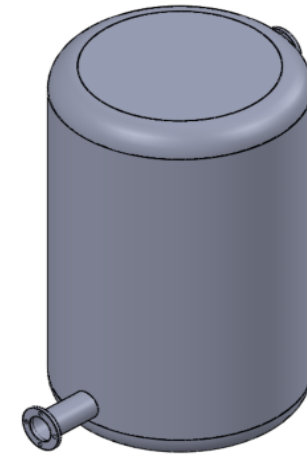
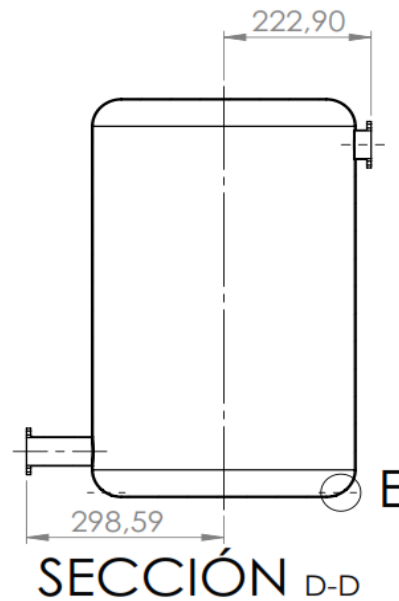
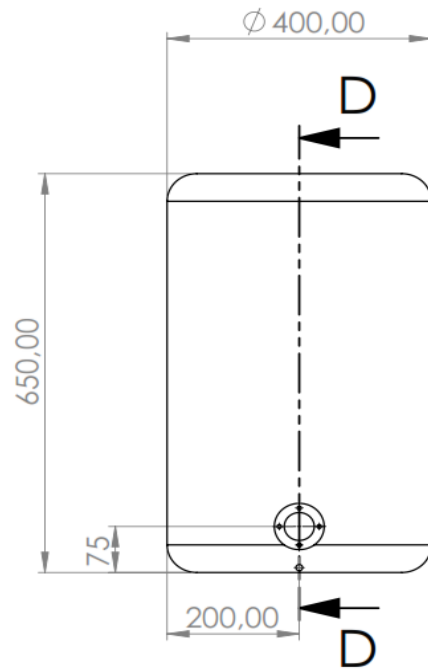
TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES
PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 2.7-BOQUILLA PRECALENTADOR
AUTOR:
REVISAR:
HOJA X/X



3.4	BASTIDOR	1	
3.3	BOMBA	1	
3.2	RESISTENCIA	1	
3.1	TANQUE	1	
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:7		PLANO DE SUBSISTEMA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 3-ARRANQUE	
		AUTOR:	
A3		REVISÁ:	
		HOJA X/X	



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:7		PLANO DE CORTE SUBSISTEMA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE SUBSISTEMA: 3-ARRANQUE	
A3		AUTOR:	
		REVISAR:	
			HOJA X/X

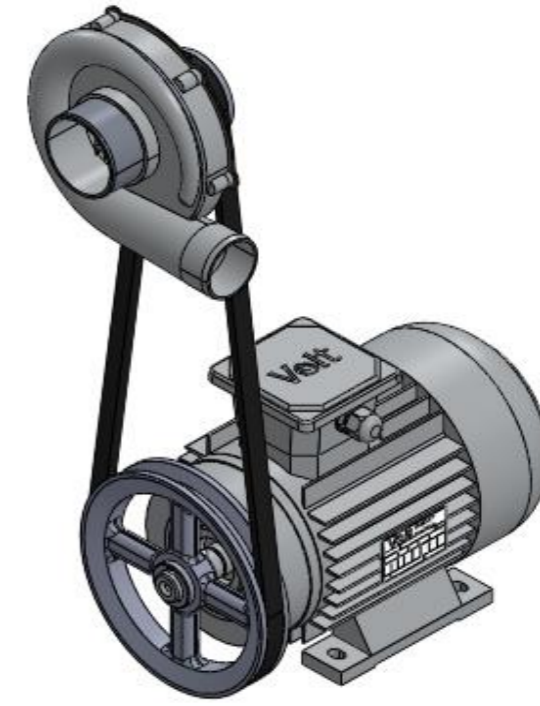
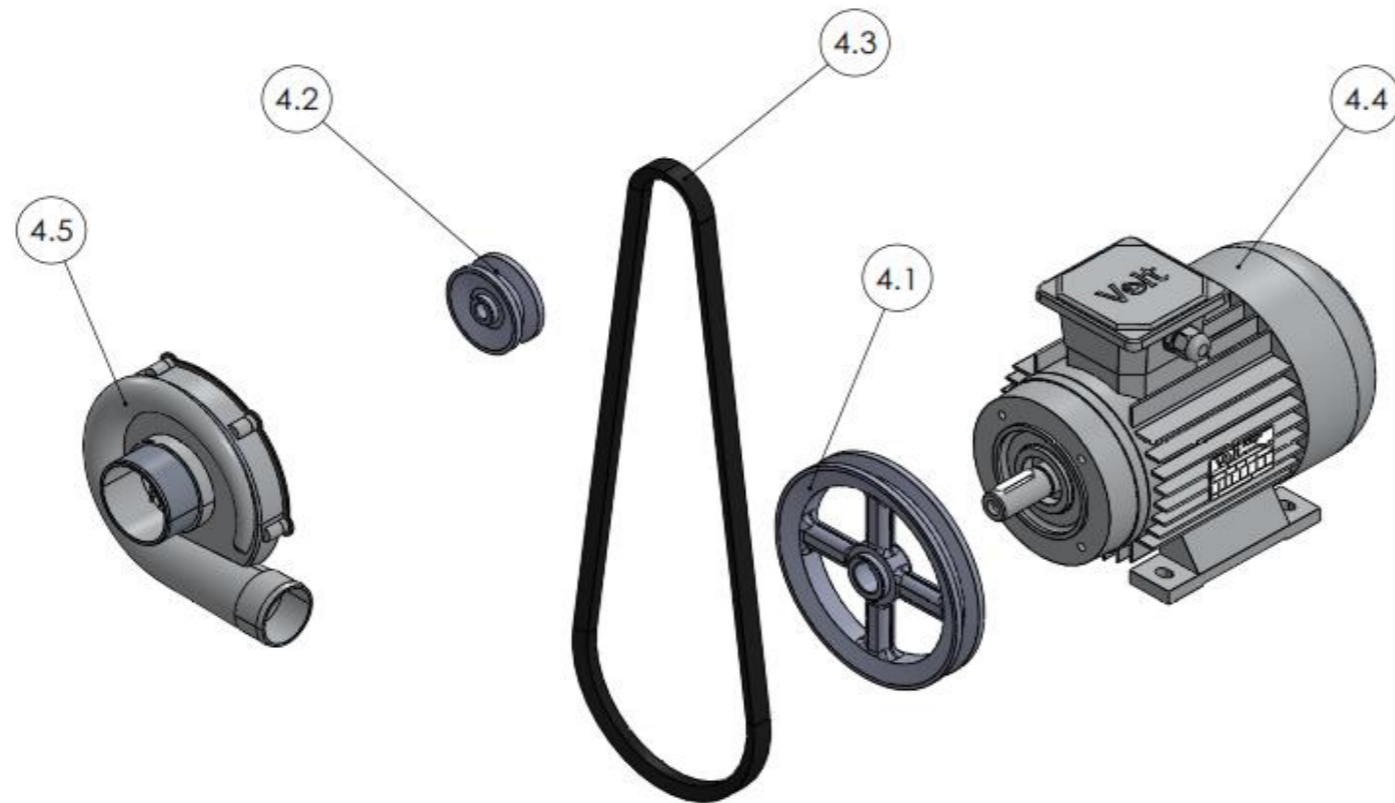


SECCIÓN D-D

DETALLE E

ESCALA 1 : 5

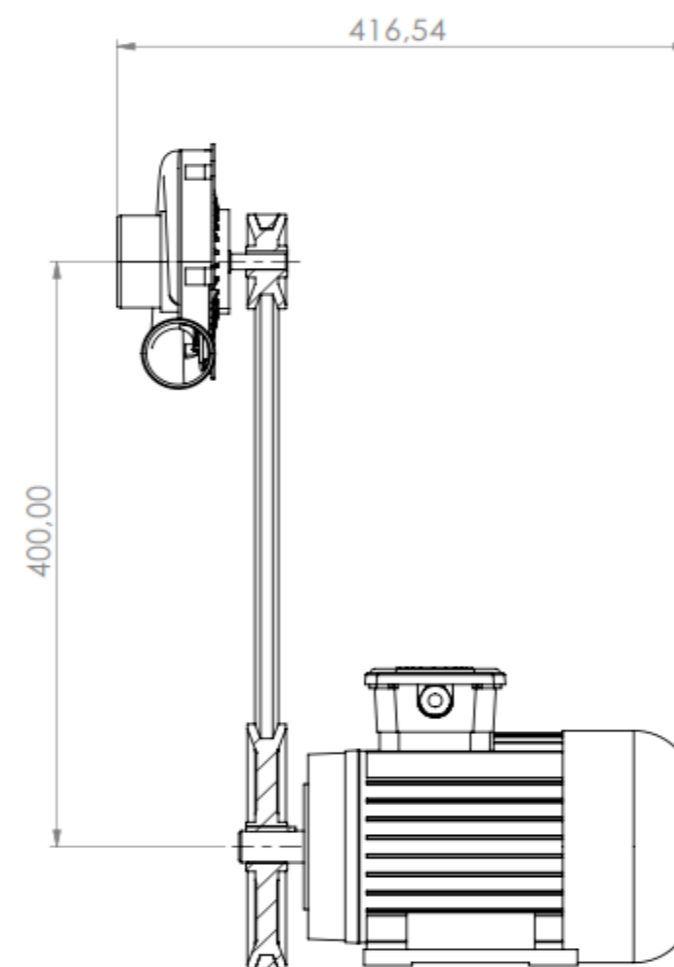
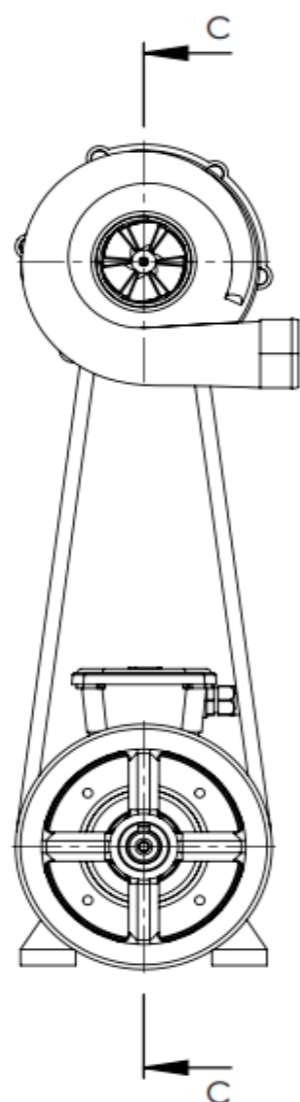
		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:10		PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 3.1-TANQUE	
UNIDADES: mm		AUTOR:	
A4		REVIS:	HOJA X/X






4.5	TURBO	1
4.4	MOTOR ELECTRICO	1
4.3	CORREA	1
4.2	POLEA CONDUCTIDA	1
4.1	POLEA CONDUCTORA	1

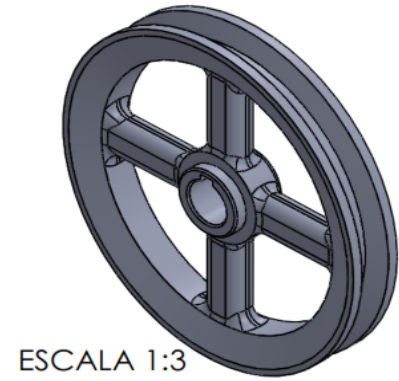
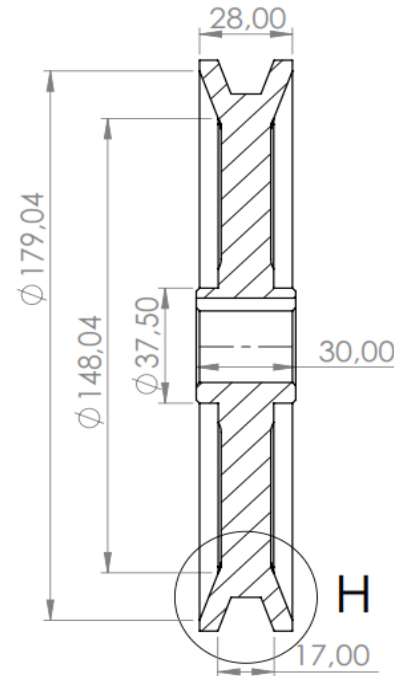
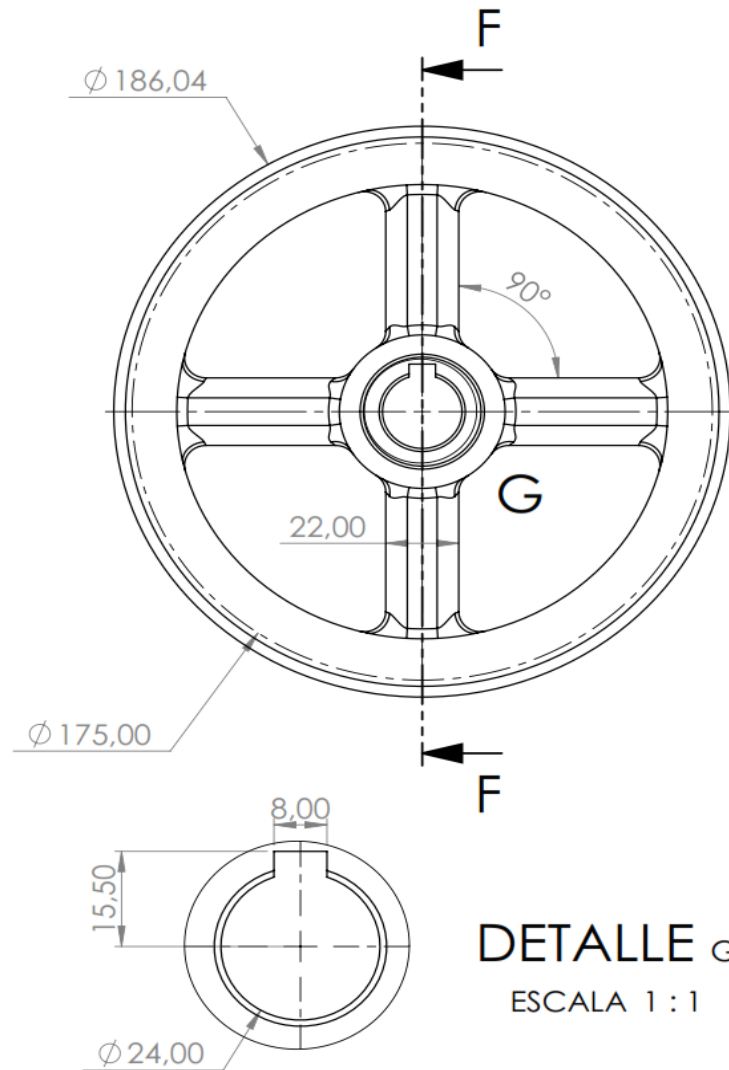
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
--------------	--------------------	-------	--

		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021		TÍTULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES	
ESCALA: 1:5		PLANO EXPLOSIONADO DE SUBSISTEMA CODIGO DE SUBSISTEMA: 4.POTENCIA	
UNIDADES: mm		AUTOR:	
A3		REVISÁ:	HOJA X/X

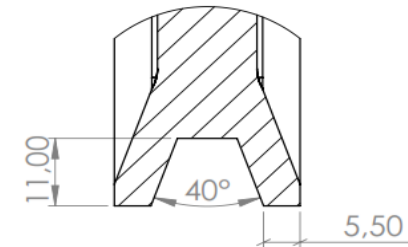


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 5

		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021	TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES		
ESCALA: 1:5	PLANO DE CORTE DE SUBSISTEMA CODIGO DE SUBSISTEMA: 4.POTENCIA		
UNIDADES: mm	AUTOR:		
A3		REVIS:	HOJA X/X



ESCALA 1:3



DETALLE H
ESCALA 1 : 1

SECCIÓN F-F



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 07/07/2021

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4



TÍTULO:
BANCO DE INTERCAMBIADORES

PLANO DE PIEZA

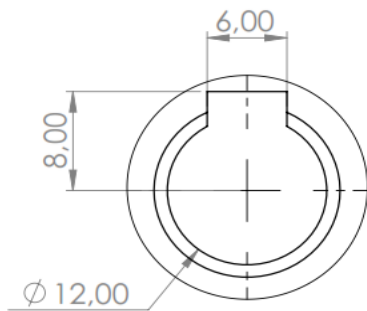
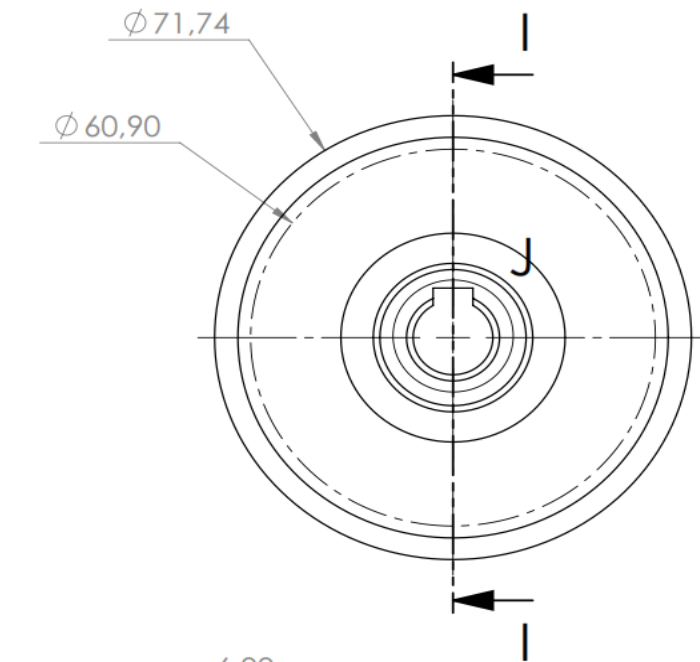
CÓDIGO DE PIEZA: 4.1-POLEA CONDUCTORA

AUTOR:

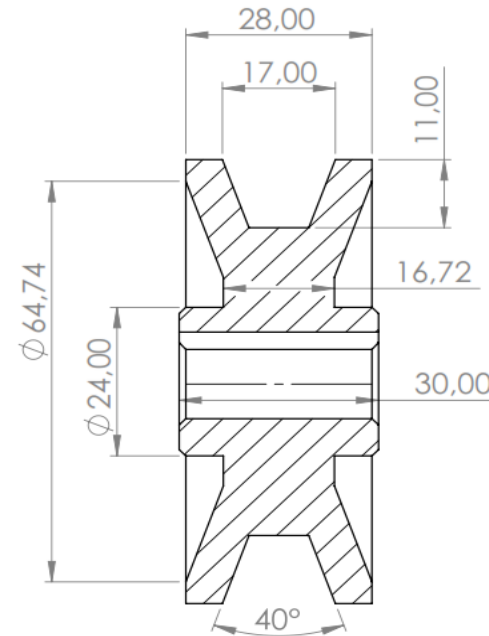
REVISA:

HOJA X/X

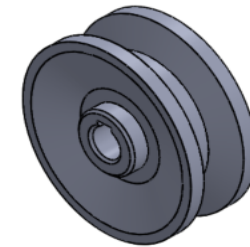
DETALLE G
ESCALA 1 : 1



DETALLE J
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN I-I



ESCALA 1:2

		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 07/07/2021 ESCALA: 1:1 UNIDADES: mm		TITULO: BANCO DE INTERCAMBIADORES PLANO DE PIEZA CÓDIGO DE PIEZA: 4.2-POLEA CONDUCCIDA AUTOR:	
A4		REVIS:	HOJA X/X

Apéndice B

Libro de cálculo Compresor centrífugo

Equations**Datos de entrada**

$$patm = 96 \quad (1)$$

$$g = 9,81 \quad (2)$$

$$w = Rev \cdot \left| 0,104719755 \frac{\text{rad/s}}{\text{rev/min}} \right| \quad (3)$$

$$Q2 = \frac{m}{rho2 \cdot 3600} \quad (4)$$

$$rho2 = \rho(\text{Water}; \mathbf{P} = P2s; \mathbf{s} = s2) \quad (5)$$

$$rel_{kgkw} = m/potreal \quad (6)$$

$$rel_{kgkw} = potreal/m \quad (7)$$

Geometria del compresor

$$D1 = d1m/1000 \quad \text{Diámetro del impulsor a la entrada} \quad (8)$$

$$D2 = d2m/1000 \quad \text{Diámetro del impulsor a la salida} \quad (9)$$

$$dm1 = 48 \quad (10)$$

$$dm2 = 83 \quad (11)$$

$$R2 = D2/2 \quad (12)$$

$$R1 = D1/2 \quad (13)$$

$$A1 = \pi/4 \cdot (D1^2 - Dcubo^2) \quad \text{area de entrada del impulsor} \quad (14)$$

$$a2 = \pi \cdot D2 \cdot bcu \quad \text{Area de salida del impulsor} \quad (15)$$

Angulo de salida del impulsor

$$A3 = \frac{\pi \cdot D3^2}{4} \quad (16)$$

$$\delta p = p3 - patm \quad (17)$$

triangulo de velocidades en la entrada del impulsor

$$Q1 = \frac{m}{\rho_1 \cdot 3600} \quad (18)$$

$$\rho_1 = \rho(\text{Water}; \mathbf{P} = patm; \mathbf{x} = 1) \quad (19)$$

$$Cr1 = Q1/a1 \quad (20)$$

$$U1 = (w \cdot R1) \quad (21)$$

$$U1 = \frac{Cr1}{\tan(\text{Beta}1)} + Ct1 \quad (22)$$

$$C1^2 = Cr1^2 + Ct1^2 \quad (23)$$

$$V1^2 = C1^2 + U1^2 \quad (24)$$

triangulo de velocidades a la salida del impulsor

$$U2 = (w \cdot R2) \quad (25)$$

$$Cr2 = Q2/a2 \quad (26)$$

$$Ct2 = U2 - \frac{Cr2}{\tan(\alpha)} \quad (27)$$

$$C2^2 = Ct2^2 + Cr2^2 \quad (28)$$

$$\alpha = 180 - \text{Beta}2 \quad (29)$$

$$Cr2^2 = V2^2 - (U2 - Ct2)^2 \quad (30)$$

Cabeza

$$H = \frac{U2^2 + \left(U2 \cdot Cr2 \cdot \left(\frac{1}{\tan(\text{Beta}2)} \right) \right)}{g} \quad \text{Dhar ec 4.245} \quad (31)$$

$$H1 = \frac{U2 \cdot Ct2}{g} \quad \text{Calculo de altura rapida ejemplos del libro Decker (ec 2.1) Ct1=0 debido a que alpha=90} \quad (32)$$

$\Delta_{impión}$ **teorica en la salida del impulsor**

$$\Delta_{imp} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{1000} \quad \text{incremento teorico de presión a la salida del impulsor} \quad (33)$$

$$P2s = patm + \Delta_{imp} \quad \text{Presión a la salida del impulsor sin tomar en cuenta las perdidas} \quad (34)$$

$$POT = Q1 \cdot \Delta_{imp} \quad (35)$$

$$POT_{Hp} = POT \cdot \left| 1,34102186 \frac{\text{hp}}{\text{kw}} \right| \quad (36)$$

Estados termodinamicos

$$T1 = T(\text{water}; \mathbf{P} = patm; \mathbf{x} = 1) \quad (37)$$

$$s1 = s(\text{Water}; \mathbf{T} = T1; \mathbf{P} = patm - 0,01) \quad (38)$$

$$h1e = h(\text{Water}; \mathbf{T} = T1; \mathbf{x} = 1) \quad (39)$$

$$s2 = s1 \quad (40)$$

$$T2 = T(\text{water}; \mathbf{P} = P2s; \mathbf{s} = s2) \quad (41)$$

$$h2s = h(\text{Water}; \mathbf{T} = T2; \mathbf{s} = s2) \quad (42)$$

Cabeza teorica y cabeza Real

$$HTe = \frac{(C2^2 - C1^2) + (U2^2 - U1^2) + (V1^2 - V2^2)}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación de euler 4.238 Dhar/ 1.79 Dekker} \quad (43)$$

$$HT = Hte \cdot \frac{g}{U2^2} \quad \text{Cabeza adimensional Ecuación 6-8 boyce} \quad (44)$$

$$HR = (HOA) \cdot \frac{U2^2}{g} \quad \text{Cabeza del compresor incluyendo las perdidas} \quad (45)$$

$$T_{prom} = \frac{T1 + T2}{2} \quad (46)$$

$$cp = c_p(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{prom}; \mathbf{s} = s1) \quad (47)$$

$$cv = c_v(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{prom}; \mathbf{s} = s1) \quad (48)$$

$$M_{agua} = MW(\text{Water}) \quad (49)$$

$$np = cp/cv \quad (50)$$

$$R = (cp - cv) \cdot M_{agua} \cdot 1000 \quad (51)$$

$$Mr1 = V1/cs1 \quad \text{numero de mach a la entrada del impulsor} \quad (52)$$

$$cs1 = \left(\frac{np \cdot R \cdot T1 + 273}{M_{agua}} \right)^{0.5} \quad \text{velocidad del sonido a la entrada del impulsor} \quad (53)$$

$$Mr2 = V2/cs2 \quad \text{numero de mach a la salida del impulsor} \quad (54)$$

$$cs2 = \sqrt{\frac{np \cdot R \cdot T2 + 273}{M_{agua}}} \quad \text{velocidad del sonido a la salida del impulsor} \quad (55)$$

$$P1 = patm \quad (56)$$

$$\Delta_{externas} = Pclaro + Pfriccion \quad \text{suma de perdidas externas} \quad (57)$$

$$HTT = HT + \Delta_{externas} \quad \text{Cabeza teorica en el impulsor} \quad (58)$$

$$\Delta_{impulsor} = Pincidencia + Pchoque + Ppiel + Pdifusion \quad \text{suma de perdidas en el impulsor} \quad (59)$$

$$HIA = HT - \Delta_{impulsor} \quad \text{cabeza adiabatico en la descarga} \quad (60)$$

$$n_{impulsor} = HIA/HTT \quad \text{eficiencia adiabatica en el impeller} \quad (61)$$

$$Pvaneless = Pdifusor \quad \text{suma de perdidas en el difusor sin venas} \quad (62)$$

$$HOA = HIA - Pvaneless \quad \text{cabeza real adimensional} \quad (63)$$

$$n_{total} = HOA/HTT \quad \text{eficiencia adiabatica total} \quad (64)$$

Perdidas por fricción y choque

Perdida por claro

$$\delta = S/bcu \quad (65)$$

$$Pclaro = 0,17 \cdot HT^{\delta} \quad \text{Perdida por claro Boyce ec 6-14} \quad (66)$$

Disc Friction Loss

$$P_{friccion} = \frac{Csf \cdot (1 + (P2s/P1))}{2 \cdot (V1/U2) \cdot HT \cdot (D2/D1)^2 \cdot (1 - (Dcubo/D2)^2)} \quad (67)$$

Perdidas en el impulsor

Perdida por choque

$$P_{th} = P1 + \frac{\rho_1 \cdot (Cr1)^2}{1000} \quad \text{Presión después del choque del fluido en el impulsor} \quad (68)$$

$$P_{choque} = \left(1 - (Vth/V1)^2 - \left(\frac{2}{(np-1) \cdot Mr1^2} \right) \cdot \left((Pth/P1)^{\frac{np-1}{np}} - 1 \right) \right) \quad \text{Perdida por choque Boyce ec 6-16(69)}$$

Triangulo de velocidades para el fluido un instante despues del choque, usadas en la perdida por choque

$$Q1sh = \frac{m}{\rho_{sh} \cdot 3600} \quad (70)$$

$$\rho_{sh} = \rho(\text{Water}; P = Pth; x = 1) \quad (71)$$

$$Crth = Q1sh/A1 \quad (72)$$

$$U1 = \frac{Crth}{\tan(\text{BetaChoque})} + Ctth \quad (73)$$

$$Cth^2 = Crth^2 + Ctth^2 \quad (74)$$

$$Vth^2 = Cth^2 + U1^2 \quad (75)$$

$$\text{BetaChoque} = \text{Beta1} + 1 \quad (76)$$

Perdida por incidencia

$$P_{incidencia} = 0,8 \cdot \left(1 - \frac{Cr1}{V1 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right)^2 + \left(\frac{ecu \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot R1 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right)^2 \quad \text{Perdida por incidencia Dhar ec 4.256(77)}$$

Perdida por difusión

$$P_{difusion} = 0 \quad (78)$$

$$P_{difusion1} = \left(\frac{2 \cdot \theta_{db} \cdot \sigma_{db}}{\sin(\text{Beta1})} \right) \cdot \left(1 + \frac{\theta_{db} \cdot \sigma_{db} \cdot HDB^2}{2 \cdot \sin(\text{Beta1})} \right) \quad \text{Perdida por difusion Boyce ec 6-22} \quad (79)$$

$$V_{avg} = \sqrt{1/2 \cdot (V1^2 + V2^2)} \quad (80)$$

$$Re = \frac{V_{avg} \cdot Dh}{\nu} \quad (81)$$

$$\nu = \text{Kinematic}\mu(\text{Water}; T = Tprom; x = 1) \quad (82)$$

$$Dh = \frac{\pi/2 \cdot \text{Cos}(\text{Beta1}) \cdot (D1^2 - Dcubo^2)}{\pi \cdot \text{Cos}(\text{Beta1}) \cdot (D1 + Dcubo) + 2 \cdot Z \cdot (D1 - Dcubo)} + \frac{\pi \cdot D2 \cdot bcu \cdot \text{Cos}(\alpha)}{\pi \cdot D2 \cdot \text{Cos}(\alpha) + Z \cdot bcu} \quad \text{Diametro hidraulico Boyce ec6-20 (83)}$$

$$AD = 0,46 \quad (84)$$

$NDB = 1,11$ En el libro n es 1 pero si se pone 1 la ecuacion siguiente queda un numero dividido por cero en el exponente y no 1

$$\theta_{db} = \frac{2}{Re^{NDB-1}} \cdot \left(\frac{AD}{4 + 2/NDB} \right)^{\frac{NDB}{NDB+1}} \cdot \left(\frac{1 - (V1/V2)^{\frac{4 \cdot NDB + 2}{NDB}}}{1 - (V1/V2)} \right)^{\frac{NDB}{NDB-1}} \quad (86)$$

$$\sigma_{db} = Z/\pi \cdot \left(\frac{D2 - D1 + 4 \cdot bcu}{2 \cdot (D2 + D1)} \right) \quad (87)$$

$$HDB = \frac{1,18 + 1,3}{2} \quad \text{se tomo el promedio del factor de forma que debe estar entre 1,18 y 1,30} \quad (88)$$

Perdida por fricción en la piel

$$P_{piel} = 4 \cdot Ksf \cdot Csf \cdot (Lmer/Dh) \cdot 1/2 \cdot (Vavg/U2)^2 \cdot \pi/8 \cdot \left(D2 - \frac{D1 + Dcubo}{2} - bcu + 2 \cdot bimp \right) \quad \text{Perdida por fricción en la piel DI}$$

$$Ksf = 1,4 \quad \text{Es una constante empirica} \quad (90)$$

$$Csf = 2,67 \cdot Re^{-0,5} \quad (91)$$

$$P_{difusor} = \left(\frac{4 \cdot cfd}{12} \right) \cdot (d2/bi) \cdot \left(\frac{1}{\cos(\alpha_{avg})} \right) \cdot \left(1 - (d2/d3)^{1,5} \right) \quad \text{Perdidas en el difusor sin venas Boyce ec 6-26(92)}$$

$$cfd = 0,592 \cdot red^{-0,2} \cdot (1 + ((np - 1/2) \cdot mr2))^{-0,45} \quad (93)$$

$$red = \frac{vavg \cdot lenght}{\nu} \quad (94)$$

$$lenght = \pi \cdot d3 \quad (95)$$

$$\alpha_{avg} = 45 \quad (96)$$

$$bi = d3 - d2 \quad (97)$$

Estados termodinamicos del fluido a la salida del impulsor tomando en cuenta las perdidas

$$\Delta_{impr} = \frac{rho2 \cdot g \cdot HR}{1000} \quad (98)$$

$$P2R = patm + \Delta_{impr} \quad (99)$$

$$n_{total} = \frac{h2s - h1e}{h2 - h1c} \quad (100)$$

$$T2R = T(\text{water}; \mathbf{P} = P2R; \mathbf{h} = h2) \quad (101)$$

Potencia requerida con las perdidas incluidas

$$Potreal = Q1 \cdot \Delta_{impr} \quad (102)$$

$$Potreal_{hp} = Potreal \cdot \left| 1,34102186 \frac{hp}{Kw} \right| \quad (103)$$

Estado del fluido a la salida del turbocargador

$$Q3 = \frac{m}{\rho_3 \cdot 3600} \quad (104)$$

$$\rho_3 = \rho(\text{Water}; \mathbf{P} = P3; \mathbf{T} = T3) \quad (105)$$

$$C3 = Q3/A3 \quad (106)$$

$$h3 = h(\text{Water}; \mathbf{T} = T3; \mathbf{P} = P3) \quad (107)$$

$$Cv2 = c_v(\text{Water}; \mathbf{T} = T2R; \mathbf{P} = P2R) \quad (108)$$

$$Cp2 = c_p(\text{Water}; \mathbf{T} = T2R; \mathbf{P} = P2R) \quad (109)$$

$$Cp3 = c_p(\text{Water}; \mathbf{T} = T3; \mathbf{P} = P3) \quad (110)$$

$$Cv3 = c_v(\text{Water}; \mathbf{T} = T3; \mathbf{P} = P3) \quad (111)$$

$$(T2R + 273) = (To2 + 273) - \frac{C2^2}{2 \cdot Cp2 \cdot 1000} \quad (112)$$

$$To2 = To3 \quad (113)$$

$$(T3 + 273) = (To3 + 273) - \frac{C3^2}{2 \cdot Cp3 \cdot 1000} \quad (114)$$

$$\frac{T3 + 273}{T1 + 273} = (P3/patm)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$y = Cpavg/Cvavg \quad (116)$$

$$Cpavg = \frac{Cp + Cp2}{2} \quad (117)$$

$$Cvavg = \frac{Cv + Cv2}{2} \quad (118)$$

$$PR = P3/patm \quad (119)$$

$$\Delta_{PRESION} = P3 - PATM \quad (120)$$

BALANCE DE ENERGÍA EN EL COMPRESOR

$$Wc = m/3600 \cdot (h3 - h1e) \quad (121)$$

$$W_{CISOENTROPICO} = m/3600 \cdot (h2s - h1e) \quad (122)$$

$$\delta t = t3 - t1 \quad (123)$$

Solution

$$A1 = 0,001583$$

$$A3 = 0,01767$$

$$\alpha = 60$$

$$bcu = 0,004$$

$$Beta2 = 120$$

$$bi = 0,067$$

$$C1 = 46,23$$

$$C3 = 3,302$$

$$cp = 2,039$$

$$Cp3 = 2,011$$

$$Cr1 = 35,53$$

$$Crth = 35,52$$

$$cs2 = 261,2$$

$$a2 = 0,001043$$

$$AD = 0,46$$

$$\alpha_{avg} = 45$$

$$Beta1 = 33$$

$$BetaChoque = 34$$

$$bimp = 0,03$$

$$C2 = 55,2$$

$$cfd = 0,03283$$

$$Cp2 = 2,012$$

$$Cpavg = 2,025$$

$$Cr2 = 53,78$$

$$cs1 = 260,8$$

$$Cs f = 0,02311$$

$Ct1 = -29,58$	$Ct2 = 12,41$
$Cth = 44,94$	$Ctth = -27,53$
$cv = 1,523$	$Cv2 = 1,507$
$Cv3 = 1,506$	$Cvavg = 1,515$
$D1 = 0,048$	$d1m = 48$
$D2 = 0,083$	$d2m = 83$
$D3 = 0,15$	$Dcubo = 0,017$
$\delta = 2$	$\delta p = 0,2936$
$\delta t = 14,29$	$\Delta_{externas} = 0,03723$
$\Delta_{imp} = 0,307$	$\Delta_{impr} = 0,007076$
$\Delta_{impulsor} = 0,2676$	$\Delta_{PRESION} = 0,2936$
$Dh = 0,004965$	$dm1 = 48$
$dm2 = 83$	$ccu = 0,002$
$g = 9,81$	$H = 54,96$
$H1 = 54,96$	$h1e = 2673$
$h2 = 2701$	$h2s = 2674$
$h3 = 2702$	$HDB = 1,24$
$HIA = 0,01786$	$HOA = 0,006579$
$HR = 1,267 \text{ [rad}^2\text{-min}^2\text{/s}^2\text{-rev}^2]$	$HT = 0,2855$
$HTe = 54,96$	$HTT = 0,3227$
$Ksf = 1,4$	$length = 0,4712$
$Lmer = 0,043$	$m = 115$
$Mr1 = 0,2018$	$Mr2 = 0,2378$
$Maqua = 18,02$	$NDB = 1,11$
$np = 1,339$	$\nu = 0,00002141$
$n_{impulsor} = 0,05534$	$n_{total} = 0,02039$
$P1 = 96$	$P2R = 96,01$

$P2s = 96,31$	$p3 = 96,29 \text{ [rad}^2\text{-min}^2\text{/s}^2\text{-rev}^2]$
$patm = 96$	$Pchoque = 0,02873$
$Pclaro = 0,01386$	$Pdifusion = 0$
$Pdifusion1 = 8,009 \times 10^{-32}$	$Pdifusor = 0,01128$
$Pfriccion = 0,02337$	$Pincidencia = 0,1978$
$POT = 0,01727$	$potreal = 0,0003979$
$Potreal_{hp} = 0,0005336$	$POT_{Hp} = 0,02315$
$Ppiel = 0,04111$	$PR = 1,003$
$Pth = 96,04$	$Pvaneless = 0,01128$
$Q1 = 0,05623$	$Q1sh = 0,05621$
$Q2 = 0,0561$	$Q3 = 0,05836$
$R = 9291$	$R1 = 0,024$

$R2 = 0,0415$	$Re = 13348$
$red = 1,267 \times 10^6$	$rel_{kgkw} = 0,00000346$
$rel_{kgkw} = 289027$	$Rev = 10000$
$\rho_1 = 0,5695$	$\rho_1 = 0,5681$
$\rho_3 = 0,5474$	$\rho_{sh} = 0,5683$
$S = 0,008$	$s1 = 7,373$
$s2 = 7,373$	$\sigma_{db} = 0,9914$
$T1 = 98,5$	$T2 = 98,79$
$T2R = 112$	$T3 = 112,8$
$\theta_{ab} = 2,200 \times 10^{-32}$	$To2 = 112,8$
$To3 = 112,8$	$Tprom = 98,64$
$U1 = 25,13$	$U2 = 43,46$
$V1 = 52,62$	$V2 = 62,1$
$Vavg = 57,56$	$Vth = 51,49$
$w = 1047$	$Wc = 0,923$
$WCISOENTROPICO = 0,01785$	$y = 1,337$
$Z = 16$	

Apéndice C

Libro de cálculo Evaporador-condensador.

Equations**Datos iniciales**

$$m = 26 \cdot \left| 2,77778 \times 10^{-4} \frac{\text{kg/s}}{\text{kg/h}} \right| \quad \text{Flujo masico del sistema} \quad (1)$$

$$p_{atm} = 96 \quad \text{presion local} \quad (2)$$

$$p_c = 96,94 \quad (3)$$

$$a_2 = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot nt \quad (4)$$

$$L = 1 \quad (5)$$

$$d_2 = (1) \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (6)$$

$$nt = 124 \quad (7)$$

$$t_c = t_e + 2 \quad (8)$$

Analisis de energía en el evaporador-condensador

$$q_2 = m \cdot (h_4 - h_5) \quad (9)$$

$$h_4 = h(\text{water}; p = p_c; x = 1) \quad (10)$$

$$q_2 = m \cdot (h_3 - h_2) \quad (11)$$

$$h_4 = h(\text{water}; p = p_c; x = 1) \quad (10)$$

$$q_2 = m \cdot (h_3 - h_2) \quad (11)$$

$$h_3 = h(\text{water}; p = p_{atm}; x = 1) \quad (12)$$

$$h_2 = h(\text{water}; p = p_{atm}; x = 0) \quad (13)$$

$$q_2 = u_2 \cdot a_2 \cdot l_{mtd2} \quad (14)$$

$$l_{mtd2} = t_c - t_e \quad (15)$$

$$t_2 = T(\text{water}; x = 0; p = p_{atm}) \quad (16)$$

Analisis de energía en el compresor

$$w_{cr} = m \cdot (h_4 - h_3) \quad (17)$$

Estados termodinamicos

$$s_3 = s(\text{water}; p = p_{atm}; x = 1) \quad (18)$$

$$t_5 = T(\text{water}; h = h_5; p = p_c) \quad (19)$$

$$t_e = T(\text{water}; p = p_{atm}; x = 1) \quad (20)$$

$$x_5 = x(\text{Water}; T = T_5; h = h_5) \quad (21)$$

coeficiente de convección externa para la evaporación

$$T_{sat} = T_{sat}(\text{Water}; P = P_{atm}) \quad (22)$$

$$con_h = bo \cdot frl^{0,3} \quad \text{se revisaron los tres casos y al ser } he > 0.00021 \text{ se usa la tercera condicion} \quad (23)$$

$$frl = \frac{Ga^2}{\rho_f^2 \cdot g \cdot D_2} \quad (24)$$

$$he_v = \frac{2,3 \cdot hlt}{z^{0,08} \cdot frl^{0,22}} \quad (25)$$

$$z = (1/x - 1)^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (26)$$

$$hlt \cdot d_2 / kf = 0,21 \cdot \left(\frac{ga \cdot d_2}{mu f} \right)^{0,62} \cdot pr_l^{0,4} \quad (27)$$

$$kf = k(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat}; \mathbf{x} = 0) \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{kw}}{\text{w}} \right| \quad (28)$$

$$muf = \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = T_2; \mathbf{x} = 0) \quad (29)$$

$$Ga = m/at2 \quad (30)$$

$$at2 = \left(\frac{\pi \cdot d2^2}{4} \right) \cdot nt \quad (31)$$

$$\rho_f = \rho(\text{Water}; \mathbf{t} = tsat; \mathbf{x} = 0) \quad (32)$$

$$Pr_i = Pr(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat}; \mathbf{x} = 0) \quad (33)$$

$$g = 9,81 \quad (34)$$

$$x = 0,7 \quad (35)$$

$$Bo = \frac{q2}{Ga \cdot hfg} \quad (36)$$

$$hfg = (\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat}) \quad (37)$$

coeficiente de convección interna para la condensación

$$hcon = 0,555 \cdot \left(\left(\frac{g \cdot rhol_{con} \cdot (rhol_{con} - rhov_{con}) \cdot kt_{con}^3}{mul_{con} \cdot (tc - ts)} \right) \cdot (hfg_{con} + (3/8 \cdot (cpl \cdot (tc - ts)))) \right)^{0,25} \quad (38)$$

$$T_{sat_{con}} = T_{sat}(\text{Water}; \mathbf{P} = Pc) \quad (39)$$

$$rhol_{con} = \rho(\text{Water}; \mathbf{t} = tsat_{con}; \mathbf{x} = 0) \quad (40)$$

$$rhov_{con} = \rho(\text{Water}; \mathbf{t} = tsat_{con}; \mathbf{x} = 1) \quad (41)$$

$$hfg_{con} = (\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat_{con}}) \quad (42)$$

$$kl_{con} = k(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat_{con}}; \mathbf{x} = 0) \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{kw}}{\text{w}} \right| \quad (43)$$

$$cpl = c_p(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat_{con}}; \mathbf{x} = 1) \quad (44)$$

$$mul_{con} = \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = T_{sat_{con}}; \mathbf{x} = 0) \quad (45)$$

$$ts = 99,8885 \quad (46)$$

$$k_{mat} = 16,3/1000 \quad (47)$$

$$rsi = 0,0005 \cdot \left| 0,092903040 \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right| \cdot \left| 0,555555560 \frac{\text{c}}{\text{f}} \right| \cdot \left| 3412,14116 \frac{1/\text{kw}}{\text{hour/btu}} \right| \quad (48)$$

$$rso = 0,002 \cdot \left| 0,092903040 \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right| \cdot \left| 0,555555560 \frac{\text{c}}{\text{f}} \right| \cdot \left| 3412,14116 \frac{1/\text{kw}}{\text{hour/btu}} \right| \quad (49)$$

$$1/U_{cal} = \left(\frac{do}{di \cdot hcon} \right) + (do \cdot rsi/di) + \left(\frac{do \cdot \ln(do/di)}{2 \cdot k_{mat}} \right) + rso + (1/hev) \quad (50)$$

$$do = 1,2 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (51)$$

$$di = 1 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (52)$$

$$\delta q = qcon - qev \quad (53)$$

$$qcon = hcon \cdot (tc - ts) \cdot acon \quad (54)$$

$$qev = hev \cdot (ts - te) \cdot aev \quad (55)$$

$$acon = \pi \cdot di \cdot L \cdot nt \quad (56)$$

$$aev = \pi \cdot do \cdot L \cdot nt \quad (57)$$

$$q2 = u_{cal} \cdot a_{2real} \cdot (tc - te) \quad (58)$$

Solution

$a2 = 9,895 \text{ [m}^2\text{]}$	$a2real = 9,398$
$acon = 9,895 \text{ [m}^2\text{]}$	$acv = 11,87 \text{ [m}^2\text{]}$
$at2 = 0,06283 \text{ [m}^2\text{]}$	$bo = 0,06283$
$con_h = 0,000423$	$cpl = 2,04$
$d2 = 0,0254 \text{ [m]}$	$\delta q = 0,003404 \text{ [.]}$
$di = 0,0254 \text{ [m]}$	$do = 0,03048 \text{ [m]}$
$frl = 5,760 \times 10^{-8} \text{ [.]}$	$g = 9,81$
$Ga = 0,1149 \text{ [.]}$	$h2 = 412,7$
$h3 = 2673$	$h4 = 2674$
$h5 = 413,1$	$hcon = 7,568$
$hev = 2,745$	$hfg = 2261$
$hfg_{con} = 2260$	$hlt = 0,02943$
$kf = 0,0006646$	$kl_{con} = 0,0006647$
$k_{mat} = 0,0163$	$L = 1$
$lmtd2 = 2$	$m = 0,007222 \text{ [kg/s]}$
$muf = 0,0002864$	$mul_{con} = 0,0002856$
$nt = 124$	$patm = 96$
$pc = 96,94$	$Pr_t = 1,816$
$q2 = 16,33 \text{ [.]}$	$qcon = 45,42 \text{ [.]}$
$qev = 45,41 \text{ [.]}$	$rhov_{con} = 959,3$
$rhov_{con} = 0,5733$	$\rho_f = 959,5$
$rsi = 0,08806$	$rso = 0,3522$
$s3 = 7,373$	$t2 = 98,5$
$t5 = 98,6$	$tc = 100,5$
$te = 98,5$	$ts = 99,8885$
$Tsat = 98,5$	$Tsat_{con} = 98,77$
$u2 = 0,825$	$U_{cal} = 0,8686$
$wcr = 0,00311 \text{ [.]}$	$x = 0,7$
$x5 = -100$	$z = 0,6446$

Apéndice D

Libro de cálculo sistema precalentador.

Equations

$$m = 26 \cdot \left| 2,77778 \times 10^{-4} \frac{\text{kg/s}}{\text{kg/h}} \right| \quad \text{Flujo masico del sistema} \quad (1)$$

$$t1 = 25 \quad \text{temperatura ambiente} \quad (2)$$

$$patm = 96 \quad \text{presion local} \quad (3)$$

$$tc = te + 2 \quad (4)$$

$$te = T(\text{water}; p = patm; x = 1) \quad (5)$$

$$Pc = P(\text{Water}; T = Tc; x = 0) \quad (6)$$

Analisis de energía en el precalentador

$$qpre = m \cdot (h2 - h1) \quad (7)$$

$$qpre = m \cdot (h5 - h6) \quad (8)$$

$$qpre = u1 \cdot a1 \cdot (lmtd1) \quad (9)$$

$$h1 = h(\text{water}; t = t1; p = patm) \quad (10)$$

$$h2 = h(\text{water}; t = te; x = 0) \quad (11)$$

$$h5 = h(\text{water}; t = 98,6; x = 0) \quad (12)$$

$$te = t2 \quad (13)$$

$$t5 = tc \quad (14)$$

$$t6 = T(\text{Water}; \mathbf{P} = Pc; \mathbf{h} = h6) \quad (15)$$

$$a1 = \pi \cdot d1 \cdot L1 \cdot nt1 \quad (16)$$

$$L1 = 0,5 \quad (17)$$

$$d1 = (1) \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (18)$$

$$nt1 = 43 \quad (19)$$

$$y1 = \ln \left(\frac{t5 - t2}{t6 - t1} \right) \quad (20)$$

$$x1 = (t5 - t2) - (t6 - t1) \quad (21)$$

$$lmtd1 = x1/y1 \quad (22)$$

Analisis conveccion forzada al interior del tubo

$$td1 = \frac{l1/d1}{re_{in} \cdot pr_{in}} \quad (23)$$

$$nus1 = \frac{hin \cdot d1}{k1} \quad \text{calculo coeficiente de convección interno} \quad (24)$$

$$nus1 = 3,66 + \left(\frac{0,065 \cdot (d1/l1) \cdot re_{in} \cdot pr_{in}}{1 + \left(0,04 \cdot \left((d1/l1) \cdot re_{in} + pr_{in} \right)^{2/3} \right)} \right) \quad \text{nusselt para flujo laminar en desarrollo hidraulicamente y termica}$$

$$\mu_1 = \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = T1; \mathbf{P} = Patm) \quad \text{viscosidad a la temperatura y presión del estado 1} \quad (26)$$

$$mup_1 = \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp1; \mathbf{P} = Patm) \quad \text{viscosidad a la temperatura promedio 1 y presión del estado 1} \quad (27)$$

$$k1 = k(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp1; \mathbf{P} = Patm) \quad \text{conductividad de agua} \quad (28)$$

$$re_{in} = \frac{vel1 \cdot di}{\nu_{in}} \quad \text{Reynolds interno} \quad (29)$$

$$vel1 = \frac{m}{\rho_{in} \cdot at1} \quad \text{Velocidad interna} \quad (30)$$

$$\rho_{in} = \rho(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp1; \mathbf{P} = Patm) \quad (31)$$

$$\nu_{in} = \text{Kinematic} \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp1; \mathbf{P} = Patm) \quad (32)$$

$$tp1 = \frac{t1 + t2}{2} \quad \text{temperatura promedio fluido frio} \quad (33)$$

$$at1 = \frac{\pi \cdot d1^2}{4} \quad \text{sección transversal 1} \quad (34)$$

$$lh_{in} = 0,05 \cdot re_{in} \cdot pr_{in} \cdot d1 \quad (35)$$

$$Pr_{in} = P_r(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp1; \mathbf{P} = Patm) \quad (36)$$

Análisis convección forzada al exterior del tubo

$$nus2 = \frac{h_{ext} \cdot do}{k2} \quad (37)$$

$$k2 = k(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp2; \mathbf{P} = Pc) \quad \text{conductividad de agua} \quad (38)$$

$$re_{ext} = \frac{vel2 \cdot do}{\nu_{ext}} \quad \text{Reynolds externo} \quad (39)$$

$$nus2 = 0,52 \cdot re_{ext}^{0,5} \cdot pr_{ext}^{0,36} \cdot (pr_{ext}/pr_s)^{0,25} \quad (40)$$

$$pr_s = P_r(\text{Water}; \mathbf{T} = Ts2; \mathbf{P} = Pc) \quad (41)$$

$$v2 = \frac{m}{\rho_{ext} \cdot at2} \quad \text{Velocidad externa} \quad (42)$$

$$at2 = \frac{\pi \cdot (d5^2)}{4} \quad (43)$$

$$d5 = 2 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (44)$$

$$vel2 = \left(\frac{st}{st - do} \right) \cdot v2 \quad \text{Velocidad maxima configuracion alineada} \quad (45)$$

$$st = do + (14/1000) \quad \text{paso transversal} \quad (46)$$

$$\nu_{ext} = \text{Kinematic} \mu(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp2; \mathbf{P} = Pc) \quad (47)$$

$$\rho_{ext} = \rho(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp2; \mathbf{P} = Pc) \quad (48)$$

$$tp2 = \frac{t5 + t6}{2} \quad \text{temperatura promedio fluido caliente} \quad (49)$$

$$Pr_{ext} = P_r(\text{Water}; \mathbf{T} = Tp2; \mathbf{P} = Pc) \quad (50)$$

$$ts2 = 62,4668 \quad (51)$$

comprobacion temperatura de superficie

$$\delta_{qtw} = q_{ext} - q_{int} \quad (52)$$

$$q_{ext} = a_{ext} \cdot h_{ext} \cdot (tp2 - ts2) \quad (53)$$

$$a_{ext} = \pi \cdot do \cdot L1 \cdot nt1 \quad (54)$$

$$q_{int} = a_{int} \cdot h_{in} \cdot (ts2 - tp1) \quad (55)$$

$$a_{int} = \pi \cdot di \cdot L1 \cdot nt1 \quad (56)$$

$$do = (1 + (2 \cdot (1/16))) \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (57)$$

$$di = 1 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (58)$$

$$km_{con} = 50,58 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{kW}}{\text{W}} \right| \quad (59)$$

$$fro = 0,002 \cdot \left| 0,092903040 \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right| \cdot \left| 0,555555560 \frac{\text{C}}{\text{F}} \right| \cdot \left| 3412,14116 \frac{1/\text{kW}}{\text{hour/btu}} \right| \quad (60)$$

$$fri = 0,0005 \cdot \left| 0,092903040 \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right| \cdot \left| 0,555555560 \frac{\text{C}}{\text{F}} \right| \cdot \left| 3412,14116 \frac{1/\text{kW}}{\text{hour/btu}} \right| \quad (61)$$

$$1/u1r = \left(\frac{do \cdot fri}{di} \right) + fro + \left(\frac{do \cdot \ln(do/di)}{2 \cdot km_{con}} \right) + \left(\frac{do}{di \cdot hext} \right) + 1/hin \quad (62)$$

$$qpre = u1r \cdot a1r \cdot (lmtd1) \quad (63)$$

Solution

$a1 = 1,716 \text{ [m}^2\text{]}$	$a1r = 1,703 \text{ [m}^2\text{]}$
$acxt = 1,93 \text{ [m}^2\text{]}$	$aint = 1,716 \text{ [m}^2\text{]}$
$at1 = 0,0005067 \text{ [m}^2\text{]}$	$at2 = 0,002027 \text{ [m}^2\text{]}$
$d1 = 0,0254 \text{ [m]}$	$d5 = 0,0508 \text{ [m]}$
$\delta_{qtw} = 13,41 \text{ [.]}$	$di = 0,0254 \text{ [m]}$
$do = 0,02858$	$fri = 0,08806$
$fro = 0,3522 \text{ [.]}$	$h1 = 104,8$
$h2 = 412,7$	$h5 = 413,2$
$h6 = 105,3$	$hext = 451,9$
$hin = 224,4$	$k1 = 0,6426$
$k2 = 0,6436$	$km_{con} = 0,05058 \text{ [kW]}$

$L1 = 0,5$	$lh_{in} = 2,993 \text{ [.]}$
$lmtd1 = 0,6418$	$m = 0,007222 \text{ [kg/s]}$
$mup_1 = 0,0004545$	$\mu_1 = 0,0008905$
$nt1 = 43$	$nus1 = 8,868 \text{ [.]}$
$nus2 = 20,06$	$\nu_{ext} = 4,558 \times 10^{-7}$
$\nu_{in} = 4,627 \times 10^{-7}$	$patm = 96$
$Pc = 103,1$	$pr_{ext} = 2,909$
$pr_{in} = 2,959 \text{ [.]}$	$pr_s = 2,925$
$qext = 290,3 \text{ [.]}$	$qint = 276,9 \text{ [.]}$
$qpre = 2,224 \text{ [.]}$	$re_{ext} = 691,9 \text{ [.]}$
$re_{in} = 796,5 \text{ [m]}$	$\rho_{ext} = 981,7$

$\rho_{in} = 982,3$	$st = 0,04258$
$t1 = 25$	$t2 = 98,5$
$t5 = 100,5$	$t6 = 25,1$
$tc = 100,5$	$td1 = 0,008353$
$tc = 98,5$	$TP1 = 61,75$
$TP2 = 62,8$	$TS2 = 62,4668$
$u1 = 2,019$	$u1r = 2,035$
$v2 = 0,00363 \text{ [.]}$	$vel1 = 0,01451 \text{ [.]}$
$vel2 = 0,01104 \text{ [.]}$	$x1 = 1,896$
$y1 = 2,954$	

Apéndice E

Libro de cálculo cargas en el evaporador condensador.

Dimensiones

$$H = 200 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (1)$$

$$A = 40 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (2)$$

$$B = 40 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (3)$$

$$\theta = 120 \quad (4)$$

$$R = 300 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (5)$$

$$L = 970 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (6)$$

$$th = 2 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (7)$$

$$ts = 2 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (8)$$

$$d = 2 \cdot R \quad (9)$$

$$di = 1 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (10)$$

$$do = (1 + 0,2) \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (11)$$

$$bc = 5 \cdot \left| 0,010000000 \frac{\text{m}}{\text{cm}} \right| \quad (12)$$

$$doc = d + 0,15 \quad (13)$$

Calculos de las cargas

$$P = (97 \cdot 2,5) \cdot \left| 0,145037725 \frac{\psi}{\text{kpa}} \right| \quad (14)$$

$$Sp = \frac{P \cdot R}{2 \cdot ts} \quad (15)$$

$$Qsn = Qfn \quad (16)$$

$$Qsn = w/2 \quad (17)$$

$$Qs = Qsn \cdot \left| 0,224808924 \frac{\text{lbf}}{\text{n}} \right| \quad (18)$$

$$Qs = Qf \quad (19)$$

$$w = ww + wm \quad (20)$$

$$ww = mw \cdot g \quad (21)$$

$$mw = \left(\frac{\pi \cdot (d^2)}{4} \right) \cdot ((2 \cdot H) + L) \cdot rho_w \quad (22)$$

$$rho_w = \rho(W_{AteR}; \mathbf{T} = 98; \mathbf{P} = 96) \quad (23)$$

$$g = 9,81 \quad (24)$$

$$wm = (mtu + mc + mt) \cdot g \quad (25)$$

$$mtu = 124 \cdot ((\pi/4) \cdot (do^2 - di^2)) \cdot L \cdot rho_{oag} \quad (26)$$

$$mc = ((\pi/4) \cdot (doc^2 - d^2)) \cdot ((2 \cdot H) + L) \cdot rho_{oag} \quad (27)$$

$$mt = 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot doc^2}{4} \right) \cdot (2/1000) \cdot rho_{oag} \quad (28)$$

$$rho_{oag} = \rho(Carbon_{steel}; \mathbf{T} = 98) \quad (29)$$

Solution

$$\begin{array}{ll} A = 0,04 \text{ [m]} & B = 0,04 \text{ [m]} \\ be = 0,05 \text{ [m]} & d = 0,6 \text{ [m]} \\ di = 0,0254 \text{ [m]} & do = 0,03048 \\ doc = 0,75 & g = 9,81 \\ H = 0,2 \text{ [m]} & L = 0,97 \text{ [m]} \\ mc = 1706 & mt = 27,67 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} mtu = 209,9 & mw = 371,8 \text{ [,]} \\ P = 35,17 & Qf = 2553 \text{ [lbf]} \\ Qfn = 11356 \text{ [,]} & Qs = 2553 \text{ [lbf]} \\ Qsn = 11356 \text{ [,]} & R = 0,3 \text{ [m]} \\ rho_{oag} = 7829 & rho_w = 959,8 \\ Sp = 2638 & th = 0,002 \text{ [m]} \\ \theta = 120 & ts = 0,002 \text{ [m]} \\ w = 22712 \text{ [,]} & wm = 19064 \text{ [,]} \\ ww = 3647 \text{ [,]} & \end{array}$$

Apéndice F

Libro de cálculo esfuerzos en el evaporador condensador.

$$Qs = 2553 \quad (15)$$

$$Qf = 2553 \quad (16)$$

$$P = (97 \cdot 2,5) \cdot \left| 0,145037725 \frac{\psi}{\text{kpa}} \right| \quad (17)$$

$$Sp = \frac{P \cdot R}{2 \cdot ts} \quad (18)$$

$$S1f_{top} = \frac{Qf \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (A/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k1 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (19)$$

$$S1f_{Bottom} = \frac{Qf \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (A/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k8 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (20)$$

$$S1s_{top} = \frac{Qs \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (B/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot B \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k1 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (21)$$

$$S1s_{Bottom} = \frac{Qs \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (B/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot B \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k8 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (22)$$

$$S_{mf} = \frac{\left(\frac{Q_f \cdot L}{4}\right) \cdot \left(\left(\frac{1 + \left(\frac{2 \cdot R^2 - H^2}{L^2}\right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}\right)}\right) - \left(\frac{4 \cdot A}{L}\right)\right)}{\pi \cdot R^2 \cdot ts} \quad (23)$$

$$S_{ms} = \frac{\left(\frac{Q_s \cdot L}{4}\right) \cdot \left(\left(\frac{1 + \left(\frac{2 \cdot R^2 - H^2}{L^2}\right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}\right)}\right) - \left(\frac{4 \cdot B}{L}\right)\right)}{\pi \cdot R^2 \cdot ts} \quad (24)$$

$$S_{2F} = \left(\frac{K2 \cdot Q_f}{R \cdot ts}\right) \cdot \left(\frac{L - 2 \cdot A}{L + \left(\frac{4}{3}\right) \cdot H}\right) \quad (25)$$

$$S_{2S} = \left(\frac{K2 \cdot Q_s}{R \cdot ts}\right) \cdot \left(\frac{L - 2 \cdot B}{L + \left(\frac{4}{3}\right) \cdot H}\right) \quad (26)$$

$$S_{2FH} = \left(\frac{K4 \cdot Q_f}{R \cdot th}\right) + S_{3FH} \quad (27)$$

$$S_{2SH} = \left(\frac{K4 \cdot Q_s}{R \cdot th}\right) + S_{3SH} \quad (28)$$

$$S_{3FH} = \left(\frac{K5 \cdot Q_f}{R \cdot th}\right) \quad (29)$$

$$S_{3SH} = \left(\frac{K5 \cdot Q_s}{R \cdot th}\right) \quad (30)$$

$$S_{4F} = \left(\frac{Q_f}{4 \cdot ts \cdot (bc + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})}\right) - \left(\frac{12 \cdot k6 \cdot Q_f \cdot R}{L \cdot ts^2}\right) \quad (31)$$

$$S_{4S} = \left(\frac{Q_s}{4 \cdot ts \cdot (bc + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})}\right) - \left(\frac{12 \cdot k6 \cdot Q_s \cdot R}{L \cdot ts^2}\right) \quad (32)$$

$$S_{5F} = \left(\frac{K7 \cdot Q_f}{ts \cdot (bc + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})}\right) \quad (33)$$

$$S_{5S} = \left(\frac{K7 \cdot Q_s}{ts \cdot (bc + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})}\right) \quad (34)$$

Constantes k

$$K1 = 0,335 \quad (35)$$

$$K2 = 1,171 \quad (36)$$

$$K3 = 0,319 \quad (37)$$

$$K4 = 0,880 \quad (38)$$

$$K5 = 0,401 \quad (39)$$

$$K6 = 0,035 \quad (40)$$

$$K7 = 0,760 \quad (41)$$

$$K8 = 0,603 \quad (42)$$

$$K9 = 0,340 \quad (43)$$

$$K10 = 0,053 \quad (44)$$

Condicion 1

$$C1t1.0 = smat - (S1ftop + Sp) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en tension} \quad (45)$$

$$c1t1.1 = smat - (S1stop + sp) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en tension} \quad (46)$$

$$c1c1.0 = smat - (sp - S1fBottom) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en compresion} \quad (47)$$

$$c1c1.1 = smat - (sp - S1sBottom) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en compresion} \quad (48)$$

$$cs2.0 = (0,8 \cdot smat) - (S2F) \quad (49)$$

$$cs2.1 = (0,8 \cdot smat) - (S2s) \quad (50)$$

$$cs2.2 = (0,8 \cdot smat) - (S2fh) \quad (51)$$

$$cs2.3 = (0,8 \cdot smat) - (S2sh) \quad (52)$$

$$cs3.0 = (1,25 \cdot smat) - (S3FH + sp) \quad (53)$$

$$cs3.1 = (1,25 \cdot smat) - (S3SH + sp) \quad (54)$$

$$cs4.0 = (1,5 \cdot smat) - (-S4F) \quad (55)$$

$$cs4.1 = (1,5 \cdot smat) - (-S4s) \quad (56)$$

$$cs5.0 = (1,5 \cdot smat) - S5F \quad (57)$$

$$cs5.1 = (1,5 \cdot smat) - S5s \quad (58)$$

Solution

$A = 9,843$ [in]	$B = 9,843$ [in]
$be = 7$ [in]	$c1c1.0 = 19223$ [.]
$c1c1.1 = 19223$ [.]	$C1t1.0 = 19090$ [.]
$c1t1.1 = 19090$ [.]	$cs2.0 = 15623$
$cs2.1 = 15623$	$cs2.2 = 14901$
$cs2.3 = 14901$	$cs3.0 = 23832$
$cs3.1 = 23832$	$cs4.0 = 25195$
$cs4.1 = 25195$	$cs5.0 = 29205$
$cs5.1 = 29205$	$d = 23,62$ [in]
$di = 1$	$do = 1,2$
$doc = 24,13$ [in]	$H = 9,843$ [in]
$k1 = 0,335$	$K10 = 0,053$
$K2 = 1,171$	$K3 = 0,319$
$K4 = 0,88$	$K5 = 0,401$
$k6 = 0,035$	$K7 = 0,76$
$k8 = 0,603$	$K9 = 0,34$
$L = 39,37$ [in]	$P = 35,17$
$Qf = 2553$	$Qs = 2553$
$R = 11,81$ [in]	$S1fBottom = 47,73$ [.]
$S1ftop = 85,91$ [.]	$S1sBottom = 47,73$ [.]
$S1stop = 85,91$ [.]	$S2F = 376,7$ [.]
$S2FH = 1099$ [.]	$S2S = 376,7$ [.]
$S2SH = 1099$ [.]	$S3FH = 344$ [.]
$S3SH = 344$ [.]	$S4F = -4805$ [.]
$S4S = -4805$ [.]	$S5F = 794,6$ [.]
$S5S = 794,6$ [.]	$smat = 20000$ [.]
$Smf = -47,5$ [.]	$Sms = -47,5$ [.]
$Sp = 824,3$ [.]	$th = 0,252$ [in]
$\theta = 120$	$ts = 0,252$ [in]

Apéndice G

Libro de cálculo cargas en el precalentador.

Equations**Dimensiones**

$$H = 200 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (1)$$

$$A = 40 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (2)$$

$$B = 40 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (3)$$

$$\theta = 120 \quad (4)$$

$$R = 170 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (5)$$

$$L = 488 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (6)$$

$$th = 3,2 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (7)$$

$$ts = 3,2 \cdot \left| 0,001000000 \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \quad (8)$$

$$d = 2 \cdot R \quad (9)$$

$$di = 1 \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (10)$$

$$do = (1 + 0,2) \cdot \left| 0,025400000 \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad (11)$$

$$be = 5 \cdot \left| 0,010000000 \frac{\text{m}}{\text{cm}} \right| \quad (12)$$

$$doc = d + 0,15 \quad (13)$$

Calculos de las cargas

$$P = (97 \cdot 2,5) \cdot \left| 0,145037725 \frac{\psi}{\text{kpa}} \right| \quad (14)$$

$$Sp = \frac{P \cdot R}{2 \cdot ts} \quad (15)$$

$$Qsn = Qfn \quad (16)$$

$$Qsn = w/2 \quad (17)$$

$$Qs = Qsn \cdot \left| 0,224808924 \frac{\text{lbf}}{\text{n}} \right| \quad (18)$$

$$Qs = Qf \quad (19)$$

$$w = ww + wm \quad (20)$$

$$ww = mw \cdot g \quad (21)$$

$$mw = \left(\frac{\pi \cdot (d^2)}{4} \right) \cdot ((2 \cdot H) + L) \cdot rho_w \quad (22)$$

$$rho_w = \rho(Water; \mathbf{T} = 98; \mathbf{P} = 96) \quad (23)$$

$$g = 9,81 \quad (24)$$

$$wm = (mtu + mc + mt) \cdot g \quad (25)$$

$$mtu = 43 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (do^2 - di^2) \cdot L \cdot rho_{ag} \quad (26)$$

$$mc = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (doc^2 - d^2) \cdot ((2 \cdot H) + L) \cdot rho_{ag} \quad (27)$$

$$mt = 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot doc^2}{4} \right) \cdot (2/1000) \cdot rho_{ag} \quad (28)$$

$$rho_{ag} = \rho(Carbon_{steel}; \mathbf{T} = 98) \quad (29)$$

Solution

$A = 0,04$ [m]	$B = 0,04$ [m]
$be = 0,05$ [m]	$d = 0,34$ [m]
$di = 0,0254$ [m]	$do = 0,03048$
$doc = 0,49$	$g = 9,81$
$H = 0,2$ [m]	$L = 0,488$ [m]
$mc = 679,8$	$mt = 11,81$
$mtu = 36,63$	$mw = 77,38$ [m ³]
$P = 35,17$	$Qf = 888,3$ [lbf/N]
$Qfn = 3951$	$Qs = 888,3$ [lbf]
$Qsn = 3951$ [,]	$R = 0,17$ [m]
$rho_{ag} = 7829$	$rho_w = 959,8$
$Sp = 934,2$	$th = 0,0032$ [m]
$\theta = 120$	$ts = 0,0032$ [m]
$w = 7903$ [,]	$wm = 7144$ [,]
$ww = 759,1$ [,]	

Apéndice H

Libro de cálculo esfuerzos en el precalentador.

Calculos de las cargas

$$Qs = 888,3 \quad (15)$$

$$Qf = 888,3 \quad (16)$$

$$P = (97 \cdot 2,5) \cdot \left| 0,145037725 \frac{\psi}{\text{kpa}} \right| \quad (17)$$

$$Sp = \frac{P \cdot R}{2 \cdot ts} \quad (18)$$

$$S1ftop = \frac{Qf \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (A/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k1 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (19)$$

$$S1f_{Bottom} = \frac{Qf \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (A/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k8 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (20)$$

$$S1stop = \frac{Qs \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (B/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot B \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k1 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (21)$$

$$S1s_{Bottom} = \frac{Qs \cdot \left(1 - \left(\frac{1 - (B/L) + \left(\frac{R^2 - H^2}{2 \cdot B \cdot L} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) \right)}{k8 \cdot R^2 \cdot ts} \quad (22)$$

$$Smf = \frac{\left(\frac{Qf \cdot L}{4} \right) \cdot \left(\left(\frac{1 + \left(\frac{2 \cdot R^2 - H^2}{L^2} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) - \left(\frac{4 \cdot A}{L} \right) \right)}{\pi \cdot R^2 \cdot ts} \quad (23)$$

$$Sms = \frac{\left(\frac{Qs \cdot L}{4} \right) \cdot \left(\left(\frac{1 + \left(\frac{2 \cdot R^2 - H^2}{L^2} \right)}{1 + \left(\frac{4 \cdot H}{3 \cdot L} \right)} \right) - \left(\frac{4 \cdot B}{L} \right) \right)}{\pi \cdot R^2 \cdot ts} \quad (24)$$

$$S2F = \left(\frac{K2 \cdot Qf}{R \cdot ts} \right) \cdot \left(\frac{L - 2 \cdot A}{L + \left(\frac{4}{3} \right) \cdot H} \right) \quad (25)$$

$$S2S = \left(\frac{K2 \cdot Qs}{R \cdot ts} \right) \cdot \left(\frac{L - 2 \cdot B}{L + \left(\frac{4}{3} \right) \cdot H} \right) \quad (26)$$

$$S2FH = \left(\frac{K4 \cdot Qf}{R \cdot th} \right) + S3FH \quad (27)$$

$$S2SH = \left(\frac{K4 \cdot Qs}{R \cdot th} \right) + S3SH \quad (28)$$

$$S3FH = \left(\frac{K5 \cdot Qf}{R \cdot th} \right) \quad (29)$$

$$S3SH = \left(\frac{K5 \cdot Qs}{R \cdot th} \right) \quad (30)$$

$$S4F = \left(\frac{Qf}{4 \cdot ts \cdot (be + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})} \right) - \left(\frac{12 \cdot k6 \cdot Qf \cdot R}{L \cdot ts^2} \right) \quad (31)$$

$$S4S = \left(\frac{Qs}{4 \cdot ts \cdot (be + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})} \right) - \left(\frac{12 \cdot k6 \cdot Qs \cdot R}{L \cdot ts^2} \right) \quad (32)$$

$$S5F = \left(\frac{K7 \cdot Qf}{ts \cdot (be + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})} \right) \quad (33)$$

$$S5S = \left(\frac{K7 \cdot Qs}{ts \cdot (be + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot ts})} \right) \quad (34)$$

Constantes k

$$K1 = 0,335 \quad (35)$$

$$K2 = 1,171 \quad (36)$$

$$K3 = 0,319 \quad (37)$$

$$K4 = 0,880 \quad (38)$$

$$K5 = 0,401 \quad (39)$$

$$K6 = 0,035 \quad (40)$$

$$K7 = 0,760 \quad (41)$$

$$K8 = 0,603 \quad (42)$$

$$K9 = 0,340 \quad (43)$$

$$K10 = 0,053 \quad (44)$$

Condicion 1

$$c1t1.0 = smat - (S1ftop + Sp) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en tension} \quad (45)$$

$$c1t1.1 = smat - (S1stop + sp) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en tension} \quad (46)$$

$$c1c1.0 = smat - (sp - S1fBottom) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en compresion} \quad (47)$$

$$c1c1.1 = smat - (sp - S1sBottom) \quad \text{no puede superar el esfuerzo en compresion} \quad (48)$$

$$cs2.0 = (0,8 \cdot smat) - (S2F) \quad (49)$$

$$cs2.1 = (0,8 \cdot smat) - (S2s) \quad (50)$$

$$cs2.2 = (0,8 \cdot smat) - (S2fh) \quad (51)$$

$$cs2.3 = (0,8 \cdot smat) - (S2sh) \quad (52)$$

$$cs3.0 = (1,25 \cdot smat) - (S3FH + sp) \quad (53)$$

$$cs3.1 = (1,25 \cdot smat) - (S3SH + sp) \quad (54)$$

$$cs4.0 = (1,5 \cdot smat) - (-S4F) \quad (55)$$

$$cs4.1 = (1,5 \cdot smat) - (-S4s) \quad (56)$$

$$cs5.0 = (1,5 \cdot smat) - S5F \quad (57)$$

$$cs5.1 = (1,5 \cdot smat) - S5s \quad (58)$$

Solution

$A = 1,575$ [in]	$B = 1,575$ [in]
$bc = 3$ [in]	$c1c1.0 = 19220$ [,]
$c1c1.1 = 19220$ [,]	$C1t1.0 = 18788$ [,]
$c1t1.1 = 18788$ [,]	$cs2.0 = 15333$
$cs2.1 = 15333$	$cs2.2 = 14650$
$cs2.3 = 14650$	$cs3.0 = 23643$
$cs3.1 = 23643$	$cs4.0 = 22209$
$cs4.1 = 22209$	$cs5.0 = 28791$
$cs5.1 = 28791$	$d = 13,39$ [in]
$di = 1$	$do = 1,2$
$doc = 13,64$ [in]	$H = 7,874$ [in]
$k1 = 0,335$	$K10 = 0,053$
$K2 = 1,171$	$K3 = 0,319$
$K4 = 0,88$	$K5 = 0,401$
$k6 = 0,035$	$K7 = 0,76$
$k8 = 0,603$	$K9 = 0,34$
$L = 19,21$ [in]	$P = 35,17$
$Qf = 888,3$	$Qs = 888,3$
$R = 6,693$ [in]	$S1fBottom = 154,1$ [,]
$S1ftop = 277,3$ [,]	$S1sBottom = 154,1$ [,]
$S1stop = 277,3$ [,]	$S2F = 666,9$ [,]
$S2FH = 1350$ [,]	$S2S = 666,9$ [,]
$S2SH = 1350$ [,]	$S3FH = 422,4$ [,]
$S3SH = 422,4$ [,]	$S4F = -7791$ [,]
$S4S = -7791$ [,]	$S5F = 1209$ [,]
$S5S = 1209$ [,]	$smat = 20000$ [,]
$Smf = 62,21$ [,]	$Sms = 62,21$ [,]
$Sp = 934,2$ [,]	$th = 0,126$ [in]
$\theta = 120$	$ts = 0,126$ [in]

Apéndice I

calculo espesor placa porta tubos evaporador condensador y precalentador.

Equations

Calculos de espesores de portatubos

$$T_{ec} = \left(\frac{F \cdot G_{ec}}{3} \right) \cdot \left(\sqrt{\frac{P}{n_{ec} \cdot S}} \right) \quad (1)$$

$$S = 18854 \quad \text{esfuerzo en tension admisible en psi acero sae 316} \quad (2)$$

$$P = 35 \quad \text{presion segun tipo de intercambiador} \quad (3)$$

$$n_{ec} = 1 - \left(\frac{0,785}{(pitch/do)^2} \right) \quad (4)$$

$$G_{ec} = 600 \quad \text{Diametro interno de la coraza} \quad (5)$$

$$T_{pre} = \left(\frac{F \cdot G_{pre}}{3} \right) \cdot \left(\sqrt{\frac{P}{n_{pre} \cdot S}} \right) \quad (6)$$

$$n_{pre} = 1 - \left(\frac{0,785}{(pitch/do)^2} \right) \quad (7)$$

$$G_{pre} = 110 \cdot 2 \quad \text{Diametro interno de la coraza} \quad (8)$$

$$pitch = 40,4 \quad (9)$$

$$do = (1 + 0,2) \cdot \left| 25,4000000 \frac{\text{mm}}{\text{in}} \right| \quad (10)$$

$$f = 1 \quad (11)$$

$$Ts_{ec} = \left(\frac{0,31 \cdot Dl_{ec}}{1 - (do/pitch)} \right) \cdot (P/S) \quad (12)$$

$$Ts_{pre} = \left(\frac{0,31 \cdot Dl_{pre}}{1 - (do/pitch)} \right) \cdot (P/S) \quad (13)$$

$$Dl_{ec} = \frac{4 \cdot A_{ec}}{c_{ec}} \quad (14)$$

$$Dl_{pre} = \frac{4 \cdot A_{pre}}{c_{pre}} \quad (15)$$

$$A_{ec} = \frac{\pi \cdot G_{ec}^2}{4} \quad (16)$$

$$A_{pre} = \frac{\pi \cdot G_{pre}^2}{4} \quad (17)$$

$$c_{ec} = G_{ec} \quad (18)$$

$$c_{pre} = G_{pre} \quad (19)$$

Solution

$$\begin{array}{ll} A_{ec} = 282743 & A_{pre} = 38013 \\ c_{ec} = 600 & c_{pre} = 220 \\ Dl_{ec} = 1885 & Dl_{pre} = 691,2 \\ do = 30,48 & F = 1 \\ G_{ec} = 600 & G_{pre} = 220 \\ n_{ec} = 0,5532 & n_{pre} = 0,5532 \\ P = 35 & pitch = 40,4 \\ S = 18854 & Ts_{ec} = 4,418 \\ Ts_{pre} = 1,62 & T_{ec} = 11,59 \\ T_{pre} = 4,248 & \end{array}$$

Apéndice J

Calculo áreas de entrada y salida evaporador condensador, precalentador.

Equations

Todo en [mm] o [in]

$$As = \pi \cdot Dn \cdot h + F1 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot Dn^2 \right) \cdot \frac{Pt - Dt}{F2 \cdot Pt} \quad \text{Área aproximada de entrada o salida de la cáscara} \quad (1)$$

$$h = 0,5 \cdot (h1 + h2) \quad \text{Altura libre media por encima de los tubos. Figura 4.6222} \quad (2)$$

$$h2 = h1 - 0,5 \cdot \left(Ds - (Ds^2 - Dn^2)^{0,5} \right) \quad \text{minima altura libre en el borde de la boquilla, Altura minima} \quad (3)$$

$$F1 = 1 \quad \text{Factor de placa de impacto=1 sin placa de impacto} \quad (4)$$

$$F2 = 1 \quad \text{Factor que indica el tipo de paso del tubo y la orientación con respecto a la dirección del flujo del fluido} \quad (5)$$

$$Ds = 300 \cdot 2 \quad \text{Diametro interior de la carcasa} \quad (6)$$

$$rs = Ds/2 \quad (7)$$

$$OTL = 566,88 \quad \text{Diametro libre del tubo exterior} \quad (8)$$

$$Dt = 26,4 \quad \text{Diámetro exterior del tubo} \quad (9)$$

$$Pt = 40,4 \quad \text{Paso entre centro y centro del tubo} \quad (10)$$

$$alt = 195,7 \quad \text{Altura de los tubos desde el centro} \quad (11)$$

$$h2 = rs - alt \quad (12)$$

$$h1 = h2 + 2 \quad \text{Altura libre máxima} \quad (13)$$

$$Dn_{in} = Dn \cdot \left| 0,039370079 \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right| \quad (14)$$

$$ac = As \cdot \left| 1, \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{mm}^2} \right| \quad (15)$$

Solution

$$\begin{aligned} ac &= 0,02418 [,\] & alt &= 195,7 \\ As &= 24183 & Dn &= 69,17 \\ Dn_{in} &= 2,723 [\text{in}] & Ds &= 600 \\ Dt &= 26,4 & F1 &= 1 \\ F2 &= 1 & h &= 105,3 \\ h1 &= 106,3 & h2 &= 104,3 \\ OTL &= 566,9 & Pt &= 40,4 \\ rs &= 300 \end{aligned}$$

Equations

Todo en [mm] o [in]

$$As = \pi \cdot Dn \cdot h + F1 \cdot (\pi/4 \cdot Dn^2) \cdot \frac{Pt - Dt}{F2 \cdot Pt} \quad \text{Área aproximada de entrada o salida de la cáscara} \quad (1)$$

$$h = 0,5 \cdot (h1 + h2) \quad \text{Altura libre media por encima de los tubos. Figura 4.6222} \quad (2)$$

$$h2 = h1 - 0,5 \cdot \left(Ds - (Ds^2 - Dn^2)^{0,5} \right) \quad \text{mínima altura libre en el borde de la boquilla, Altura mínima} \quad (3)$$

$$F1 = 1 \quad \text{Factor de placa de impacto=1 sin placa de impacto} \quad (4)$$

$$F2 = 1 \quad \text{Factor que indica el tipo de paso del tubo y la orientación con respecto a la dirección del flujo del fluido} \quad (5)$$

$$Ds = 220 \quad \text{Diametro interior de la carcasa} \quad (6)$$

$$rs = Ds/2 \quad (7)$$

$$OTL = 198,8 \quad \text{Diametro libre del tubo exterior} \quad (8)$$

$$Dt = 27,4 \quad \text{Diámetro exterior del tubo} \quad (9)$$

$$Pt = 40,4 \quad \text{Paso entre centro y centro del tubo} \quad (10)$$

$$alt = 74,5 \quad \text{Altura de los tubos desde el centro} \quad (11)$$

$$h2 = rs - alt \quad (12)$$

$$h1 = h2 + 2 \quad \text{Altura libre máxima} \quad (13)$$

$$Dn_{in} = Dn \cdot \left| 0,039370079 \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right| \quad (14)$$

$$ASc = AS \cdot \left| 1, \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{mm}^2} \right| \quad (15)$$

Solution

$alt = 74,5$	$As = 5229$
$Asc = 0,005229 [,]$	$Dn = 41,76$
$Dn_{in} = 1,644 [in]$	$Ds = 220$
$Dt = 27,4$	$F1 = 1$
$F2 = 1$	$h = 36,5$
$h1 = 37,5$	$h2 = 35,5$
$OTL = 198,8$	$Pt = 40,4$
$rs = 110$	

Apéndice K

Experiencias a realizar, guía de laboratorio.

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA, UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**LABORATORIO DE SISTEMAS TÉRMICOS GRUPO 1 – SUBGRUPO 1****DIA # DEL MES DE # DEL #, # SEMESTRE ACADÉMICO DE ####**

**INFORME LABORATORIO N°1: SISTEMA DE PURIFICACIÓN DE AGUA POR COMPRESIÓN
MECÁNICA DE VAPOR (MVC)**

JHAWNER SCHNEIDER ALQUICHIRE
LOPEZ
2154562

ANDRES FELIPE GARCIA SANCHEZ
2142971

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de depuración de agua por compresión mecánica de vapor funcionan mediante un compresor mecánico con accionamiento eléctrico. Posee un historial de operación simple con bajo consumo eléctrico, proporcionando agua de alta pureza y desinfectada, operando a largo plazo bajo condiciones estables notables, lo cual los hace excelentes para consumo de agua y centrales eléctricas de alta calidad.

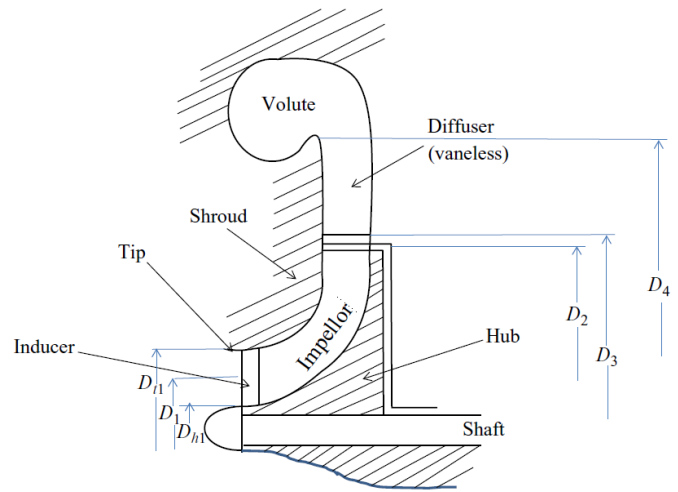
OBJETIVOS**OBJETIVO GENERAL**

Fortalecer los conocimientos teórico-prácticos de la asignatura Sistemas Térmicos, estudiando el proceso de purificación de agua mediante la compresión mecánica de vapor,

_OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Elaborar un modelo matemático que permita ver el proceso por purificación de agua en el banco, por medio de un evaporador-condensador y un dispositivo de precalentamiento de agua.

2. Determinar experimentalmente la productividad del sistema en litros de condensado en un periodo determinado por KW-h de energía utilizada para operar el compresor.
3. Determinar el costo específico de producir un litro de agua con este sistema



MARCO TEORICO

1. Compresión mecánica de vapor

Para llevar a cabo la compresión mecánica de vapor se debe conocer el funcionamiento de un compresor centrífugo.

1. Compresor centrífugo

El compresor centrífugo produce el aire altamente comprimido necesario para ejecutar una combustión eficiente. Esto se logra imprimiendo energía cinética al flujo del impulsor, esta es convertida posteriormente en presión al pasar por el difusor.

Ilustración 1

Vista compresor centrífugo.

Nota. Tomado de P.L Dhar. Thermal System Desing and Simulation. Elsevier Ltd. (2017)

2. Evaporador-condensador

En un dispositivo térmico donde interactúan dos corrientes de flujo. Se efectúa un cambio de fase, aprovechando la energía del fluido caliente al interior del recipiente, en la ilustración 2 el serpentín actúa como condensador, transfiriendo energía del vapor sobrecalentado proveniente de la unidad compresora y en la parte externa de la configuración de tubos se lleva el proceso de evaporación de agua.

Evaporador condensador horizontal

Ilustración 2

Evaporador condensador horizontal.



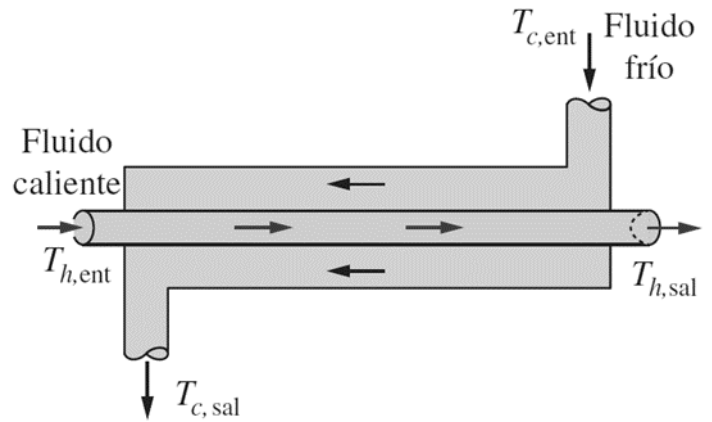
Nota. [Anonimo] [En línea] Disponible en: <https://slideplayer.es/slide/163208/>

3. Economizador

1. Su objetivo es aprovechar la energía del flujo caliente de agua purificada que proviene de la condensación en el evaporador condensador, precalentando el fluido que ingresa y alimenta el sistema, llevándolo a una temperatura considerablemente alta cercana a la evaporación.

Ilustración 3

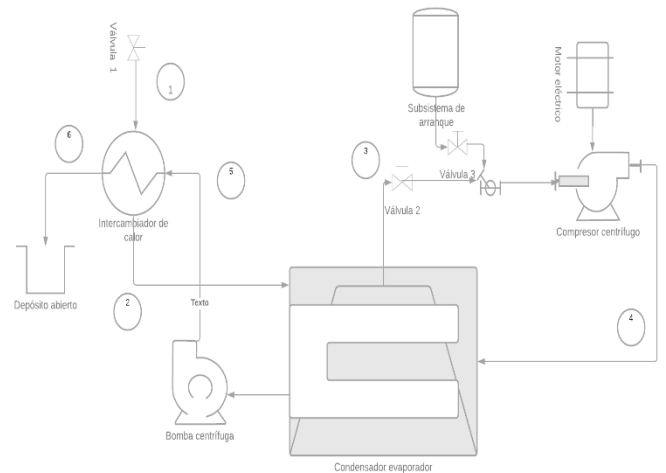
Precalentador.



Nota. Tomado de Çengel, Y. Transferencia De Calor 3 ed. McGraw-Hill (2007).

Consultar:

2. Factores de incrustación en intercambiador de calor.
3. Perdidas en compresores centrífugos.
4. Condensación interna horizontal.
5. Evaporación externa horizontal
6. Aplicaciones de la MVC en la industria.



PROCEDIMIENTO

Para la práctica de laboratorio deben realizar los siguientes pasos:

1. Se procede a encender la resistencia para precalentar el agua en el subsistema de arranque por una hora.
2. Cumplida la hora, dar paso al vapor de agua en el subsistema a la unidad compresora abriendo la válvula 3.
3. Permitir el ingreso de agua que va al evaporador condensador dando apertura a las válvulas 1 y 2. Cerrar el paso del subsistema "Válvula 3", para el normal funcionamiento del banco.
4. Por último, esperar una hora para la toma de datos.

MODELOS MATEMATICOS

Para conocer las propiedades del fluido a la entrada y salida de la unidad compresora, se analizaron los triángulos de velocidad. Conociendo las condiciones de entrada y geometría del compresor centrifugo se desarrolla el modelo matemático.

triangulo de velocidades en la entrada del impulsor

$$Q1 = \frac{m}{\rho_1 \cdot 3600}$$

$$\rho_1 = \rho(\text{Water}; P = \text{patm}; x = 1)$$

$$Cr1 = Q1/a1$$

$$U1 = (w \cdot R1)$$

$$U1 = \frac{Cr1}{\tan(\text{Beta1})} + Ct1$$

$$C1^2 = Cr1^2 + Ct1^2$$

$$V1^2 = C1^2 + U1^2$$

triangulo de velocidades a la salida del impulsor

$$U2 = (w \cdot R2)$$

$$Cr2 = Q2/a2$$

$$Ct2 = U2 - \frac{Cr2}{\tan(\alpha)}$$

$$C2^2 = Ct2^2 + Cr2^2$$

$$\alpha = 180 - \text{Beta2}$$

$$Cr2^2 = V2^2 - (U2 - Ct2)^2$$

Al desarrollar los triángulos se conocen las velocidades en cada tramo, que sirven para conocer la cabeza teórica y real del turbocompresor para unas revoluciones dadas.

Cabeza teorica y cabeza Real

$$H_{Te} = \frac{(C2^2 - C1^2) + (U2^2 - U1^2) + (V1^2 - V2^2)}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación de euler 4.238 Dhar/ 1.79 Dekker}$$

$$HT = H_{Te} \cdot \frac{g}{U2^2} \quad \text{Cabeza adimensional Ecuación 6-8 boyce}$$

$$HR = (HOA) \cdot \frac{U2^2}{g} \quad \text{Cabeza del compresor incluyendo las pérdidas}$$

Conociendo las propiedades termodinámicas a la salida del compresor centrifugo, se realizó el balance de energía en el evaporador condensador que nos permite conocer áreas, numero de tubos y demás parámetros para su dimensionamiento para el diseño.

Analisis de energía en el evaporador-condensador

$$q2 = m \cdot (h4 - h5)$$

$$q2 = m \cdot (h3 - h2)$$

$$q2 = u2 \cdot a2 \cdot \text{Imtd}2$$

coeficiente de convección externa para la evaporación

$$h_{ev} = \frac{2,3 \cdot h_{lt}}{z^{0,08} \cdot f_r^{0,22}}$$

coeficiente de convección interna para la condensación

$$h_{con} = 0,555 \cdot \left(\left(\frac{g \cdot r_{hd_{con}} \cdot (r_{hd_{con}} - r_{hov_{con}}) \cdot kl_{con}^3}{\mu_{l_{con}} \cdot (t_c - t_s)} \right) \cdot (h f g_{con} + (3/8 \cdot (c_{pl} \cdot (t_c - t_s)))) \right)^{0,25}$$

Tomando como referencia las condiciones de entrada del fluido y el estado termodinámico a la salida del evaporador condensador, se hace el balance de energía en el economizador permitiendo conocer áreas, número de tubos y demás parámetros para el diseño.

Análisis de energía en el precalentador

$$q_{pre} = m \cdot (h_2 - h_1)$$

$$q_{pre} = m \cdot (h_5 - h_6)$$

$$q_{pre} = u_1 \cdot a_1 \cdot (l m d_1)$$

Análisis convección forzada al interior del tubo

$$nus_1 = \frac{h_{in} \cdot d_1}{k_1} \quad \text{cálculo coeficiente de convección interno}$$

$$nus_1 = 3,66 + \left(\frac{0,065 \cdot (d_1/l_1) \cdot r_{e_{in}} \cdot pr_{in}}{1 + (0,04 \cdot ((d_1/l_1) \cdot r_{e_{in}} + pr_{in})^{2/3})} \right) \quad \text{nusselt para flujo laminar en desarrollo}$$

Análisis convección forzada al exterior del tubo

$$nus_2 = \frac{h_{ext} \cdot d_o}{k_2}$$

$$nus_2 = 0,52 \cdot r_{e_{ext}}^{0,5} \cdot pr_{ext}^{0,36} \cdot (pr_{ext}/pr_s)^{0,25}$$

ANÁLISIS DE RESULTADOS

1. Analizar las gráficas cabeza teórica vs flujo masico, cabeza real vs flujo masico
2. Analizar el comportamiento de las gráficas variando los diámetros de entrada y salida del impulsor
3. Analizar el comportamiento de las gráficas variando los ángulos de entrada y salida del impulsor

4. Comparar la eficiencia teórica del evaporador condensador y precalentador con lo obtenido en el laboratorio
5. Determinar la productividad del sistema en litros de condensado en un periodo de una hora

CONCLUSIONES

Generar conclusiones a partir de cada análisis de resultados.

BIBLIOGRAFIA

Anexar la bibliografía utilizada para analizar el marco teórico.